

ADECUACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE BOMBA DE DESPLAZAMIENTO
POSITIVO DEL LABORATORIO DE FLUIDOS Y MÁQUINAS HIDRÁULICAS PARA
REALIZAR PRUEBAS CON UNA BOMBA DE ENGRANAJES EXTERNOS

JUAN CAMILO TORRES COLORADO

Trabajo de grado

Director:

Ing. YAMAL MUSTAFÁ IZA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA

2018

AGRADECIMIENTOS

Al ingeniero Yamal Mustafa Iza, director del presente trabajo de grado por su invaluable diligencia, asesoría y disposición para el desarrollo del mismo.

Al ingeniero Javier Guapacha, quien donó la bomba de engranajes implementada en el banco de pruebas y prestó su valiosa asesoría.

Agradecimiento especial a la ingeniera Sandra Milena Rozo Quintero, por su constante asesoría y colaboración con las modificaciones realizadas al banco de pruebas.

Al ingeniero Yesid Moreno, quien proporcionó su asesoría y asistencia en el proceso de manufactura de los soportes utilizados en el banco.

Agradecimiento especial al personal operativo de la sección de partes metálicas de la empresa Busscar de Colombia S.A.S quienes proporcionaron su asesoría en cuanto a materiales a utilizar en la fabricación de los soportes.

A Diego Restrepo, jefe del local y taller Moto Work, quien gestionó los trabajos de pintura realizados en el banco.

1. INTRODUCCIÓN

Las máquinas de desplazamiento positivo hacen parte de uno de los grupos en los cuales se dividen las máquinas hidráulicas en su forma más general, el funcionamiento de este tipo de máquinas se fundamenta en el movimiento de un fluido a partir del principio de desplazamiento positivo; el cual enuncia que el movimiento de un fluido puede ser causado por una disminución de volumen en una cámara determinada.

El principal campo de aplicación de las máquinas de desplazamiento positivo son las transmisiones y controles hidráulicos y neumáticos, especialmente en la industria petrolera y la lubricación de gran variedad de equipos presentes en la industria.

Teniendo en cuenta la importancia de este tipo de máquinas en el campo, es fundamental que los estudiantes de cualquier programa profesional o técnico en el cual se formen profesionales que interactuaran con este tipo de máquinas, se puedan familiarizar con ellos, comprender su funcionamiento y arquitectura. Por esta razón, la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira cuenta con el Laboratorio de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, en el cual los estudiantes realizan diferentes pruebas donde se validan los conceptos teóricos previamente adquiridos sobre mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas al permitir la interacción con diversidad de máquinas como bombas, turbinas y túneles de viento.

El laboratorio cuenta con un banco de pruebas en el cual se encuentra adecuada una bomba de paletas deslizantes, la práctica correspondiente a este equipo se encuentra dentro de la planeación de la asignatura Laboratorio de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (IM 921), correspondiente al plan de estudios del programa de pregrado de Ingeniería Mecánica.

Este trabajo de grado pretende mostrar el proceso de la modificación y adecuación de este banco, al cual se le instalará una bomba de engranajes externos para realizar pruebas con ella e identificar su funcionamiento, parámetros y aplicaciones, teniendo en cuenta que este tipo de bombas son altamente utilizadas en los sistemas hidráulicos de maquinaria de construcción, direcciones hidráulicas de vehículos pesados, etc.

Con la modificación del banco se pretende fortalecer la formación académica e integral de los estudiantes del programa de Ingeniería Mecánica y de aquellos programas que tienen acceso al

laboratorio al aumentar la variedad de prácticas disponibles en él. Considerando que es muy factible que en la vida profesional se enfrenten a este tipo de dispositivo.

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Definición de máquina

En su forma más básica, una máquina se define como un transformador de energía; éstas absorben energía para restituirla posteriormente. Durante la transformación de energía, la máquina puede absorber energía de una clase y restituirla como energía de una clase diferente o de la misma clase, pero de diferente naturaleza.

2.2. Clasificación de las máquinas

Considerando que todas las máquinas transforman energía, se hace necesaria una clasificación de las mismas en grupos de similar operación para su estudio. Debido a lo anterior, las máquinas se clasifican en tres grupos principales:

- Máquinas de Fluido
- Máquinas herramientas
- Máquinas eléctricas

2.2.1. Máquina de fluido

Se denomina máquina de fluido, al tipo de máquina en la cual el intercambio de energía se realiza entre un fluido y un órgano de la máquina misma. Durante este intercambio, el fluido puede recibir la energía que requiere para su movimiento o desplazamiento, o proporcionar la energía requerida para accionar la máquina.

Las máquinas de fluido se clasifican en dos grupos principales: máquinas térmicas y máquinas hidráulicas, las cuales se definen de la siguiente manera:

“Una máquina térmica es aquella en la que el fluido en su paso por la máquina, varía su densidad y su peso específico de manera considerable” [1]

“Una máquina hidráulica es aquella en la que el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente su densidad o peso específico en su paso por la máquina, por lo que su diseño se basa en la hipótesis de que la densidad es constante” [1]

La clasificación de las máquinas de fluido se resume en la figura 1. Este trabajo de grado se centra en una de las variedades de las máquinas hidráulicas.

2.3. Clasificación de las máquinas hidráulicas

Como se mencionó anteriormente, una máquina hidráulica es aquella en la que el fluido no varía sensiblemente su densidad durante su paso a través de la misma.

Este tipo de máquinas se clasifican según tres criterios básicos:

- Según el órgano principal de la máquina.
- Según la dirección del intercambio de energía.
- Según el principio de funcionamiento.

2.3.1. Según el órgano principal de la máquina

Este criterio está basado en el movimiento del órgano de la máquina que realiza el intercambio de energía con el fluido. Bajo este criterio, las máquinas hidráulicas se clasifican en máquinas alternativas o rotativas.

2.3.2. Según la dirección del intercambio de energía

Este criterio se basa en la dirección del intercambio de energía que se lleva a cabo en la máquina. Divide las máquinas en dos categorías llamadas máquinas motoras y máquinas generadoras, donde las primeras absorben energía del fluido transformándola en energía mecánica; mientras que las segundas absorben energía mecánica y restituyen la energía al fluido.

2.3.3. Según el principio de funcionamiento

Este es el criterio más aceptado o más adecuado, ya que posee una base científica más definida que los criterios anteriores para la clasificación de las mismas. Esta clasificación divide las máquinas en turbomáquinas y en máquinas de desplazamiento positivo.

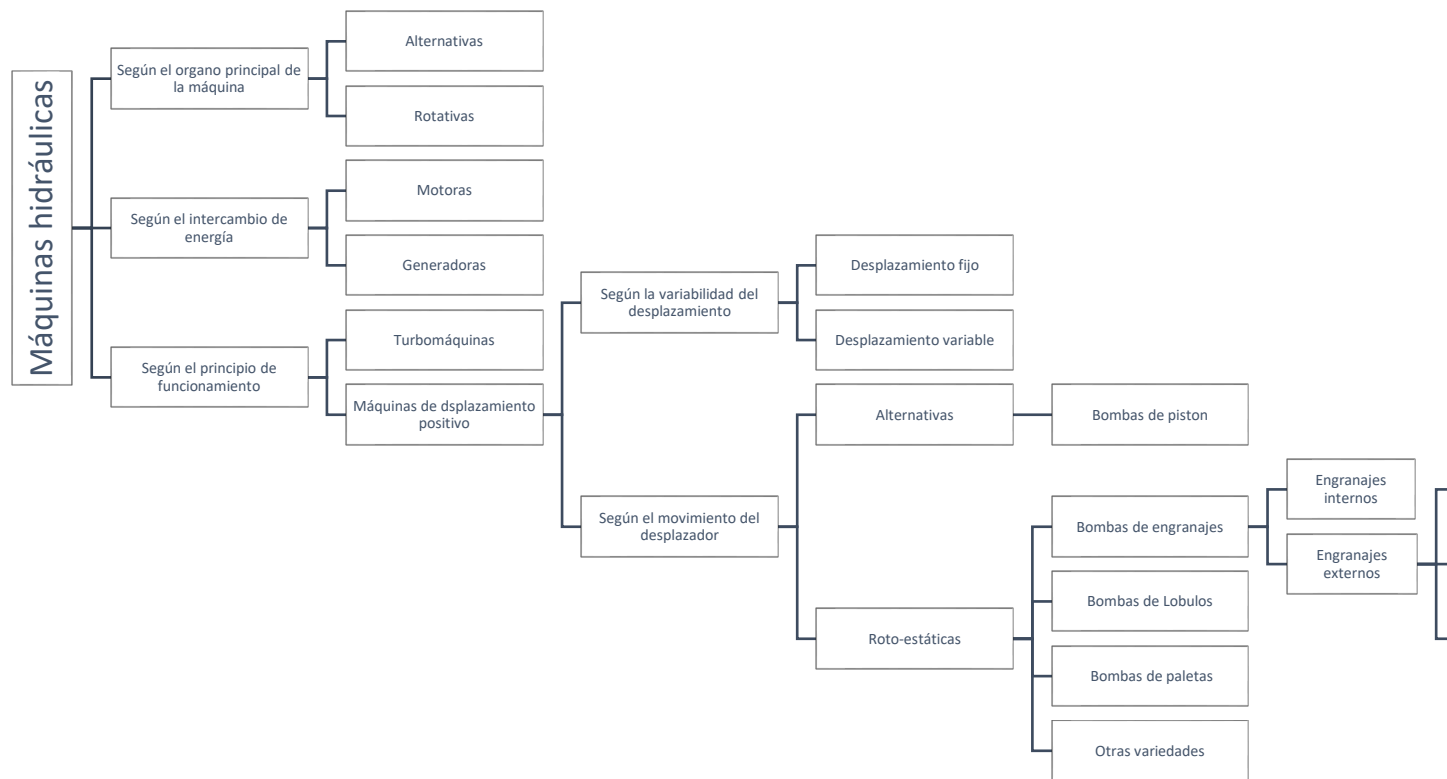


Figura 1. Clasificación máquinas hidráulicas y ruta de análisis [1]

2.3.3.1. Turbomáquinas

También denominadas máquinas de corriente, en este tipo de máquinas se caracteriza porque los cambios en la dirección del flujo y el valor absoluto de la velocidad del mismo juegan el papel determinante. A este grupo pertenecen las bombas centrífugas, las cuales son ampliamente usadas especialmente para el transporte de agua. Su estudio se basa en la ecuación de Euler.

2.3.3.2. Máquinas de desplazamiento positivo

En las máquinas de desplazamiento positivo, también denominadas máquinas volumétricas. El órgano intercambiador de la máquina, también denominado desplazador; puede tener movimiento alternativo o rotativo. El desplazador absorbe o restituye energía al fluido en forma de energía de presión.

2.4. Bombas de desplazamiento positivo

Su funcionamiento se basa en el principio de desplazamiento positivo, el cual consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución de volumen en una cámara. En este tipo de máquinas siempre existirá una cámara que aumenta de volumen en la admisión (succión) de la bomba y posteriormente disminuye su volumen en la descarga de la misma.

El concepto “desplazamiento” se refiere al volumen de fluido que puede desplazar la bomba en una revolución o ciclo.

Basándose en el principio de desplazamiento positivo, todas las máquinas que trabajen bajo este principio podrán ser fundamentalmente reversibles (trabajar como bomba o motor). Sin embargo, en la práctica esto es poco frecuente debido a la mecánica y la construcción del dispositivo y no a la hidráulica en general del sistema.

Este trabajo se centra en una variedad de las máquinas de desplazamiento positivo.

2.4.1. Clasificación de las bombas de desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento positivo se clasifican según dos criterios: Según el tipo de movimiento del desplazador de la bomba y según la variabilidad del desplazamiento de la misma.

2.4.1.1. Según la variabilidad del desplazamiento

Según este criterio las bombas de desplazamiento positivo se clasifican en bombas de desplazamiento fijo y bombas de desplazamiento variable. Este criterio se refiere a la capacidad de la bomba de desplazar diferentes volúmenes de fluido (caudal) a una misma velocidad de giro. Lo cual se logra mediante un mecanismo o característica de la bomba misma.

2.4.1.2. Según el movimiento del desplazador

Este criterio clasifica las bombas de desplazamiento positivo en bombas de desplazamiento positivo alternativas o rotativas, manera similar a la clasificación de las máquinas hidráulicas. Sin embargo, con el fin de diferenciar las bombas de desplazamiento positivo rotativas de las bombas roto dinámicas se les denomina “roto estáticas”.

En las bombas de desplazamiento positivo alternativas se encuentran las bombas de pistón, en las bombas roto-estáticas se encuentran las bombas de engranajes, de lóbulos, etc.

Se puede evidenciar que los dos criterios anteriores pueden existir simultáneamente, ya que se puede tener una bomba roto-estática de desplazamiento fijo o de desplazamiento variable, sucediendo lo mismo con una bomba alternativa de desplazamiento fijo o variable.

Si se desea variar el desplazamiento de una bomba de desplazamiento positivo, en el caso de que la mecánica de la bomba lo permita; se deberá variar la carrera del pistón para el caso de una bomba alternativa, o variar la excentricidad del rotor en el caso de una bomba roto-estática.

Este trabajo se centra en una bomba roto-estática de engranajes de desplazamiento fijo.

2.5. Bombas roto-estáticas

Como ya se mencionó anteriormente, el órgano intercambiador de las bombas roto-estáticas posee un movimiento rotativo. Existen numerosas variedades de bombas de desplazamiento positivo con movimiento rotativo, entre las cuales destacan las siguientes:

- Bombas de engranajes (externos e internos)
- Bombas de lóbulos
- Bombas de paletas deslizantes
- Bombas de tornillo

Debido a la gran variedad de construcciones en las bombas roto-estáticas, estas poseen un campo de aplicación bastante amplio.

2.5.1. Aplicaciones

- Manejo de líquidos de cualquier viscosidad
- Desplazamiento de alimentos
- Bombas de protección contra incendios
- Transmisiones hidráulicas de potencia
- Lubricación a presión
- Refrigeración para máquinas herramientas
- Transporte de petróleo y derivados (oleoductos y líneas)
- Gases licuados
- Aceites calientes

2.5.2. Ventajas

- Combinan las características de flujo constante de las bombas centrífugas con el efecto positivo de las bombas alternativas.
- Tienen la posibilidad de manejar líquidos delgados y que contengan aire o vapor.
- La mayoría de bombas no requieren de válvulas para su funcionamiento.

2.5.3. Desventajas

- Al ser fabricadas con tolerancias muy pequeñas, los fluidos con sustancias abrasivas pueden causar un desgaste prematuro.

- No son adecuadas para instalaciones en las cuales puedan estar girando en vacío durante un periodo considerable de tiempo.

2.6. Bombas de engranajes externos

Las bombas de engranajes externos encuentran múltiples aplicaciones debido a su amplio rango de funcionamiento, este tipo de bombas puede tener caudales hasta de 600 l/min, y desarrollar presiones de hasta 3000 psi. Por lo que son ideales para bombeo de combustible, maquinaria móvil y lubricantes.

El principal elemento de una bomba de engranajes es el par de engranajes acoplados, los cuales intercambian la energía recibida del motor con el fluido. El motor hace girar al eje conductor, y éste a su vez, hace girar el engranaje conducido a partir del contacto entre los dientes de ambos engranajes. Los engranajes pueden ser rectos, helicoidales o dobles helicoidales según se requiera, siendo los engranajes rectos los más comunes. Por otra parte, los engranajes helicoidales prestan un funcionamiento más silencioso, aunque requieren de rodamientos robustos que soporten la carga axial que se origina durante el contacto de los dientes; por esta razón los engranajes doble helicoidal o de “espina de pescado” son cada vez más utilizados. Sin embargo, requieren mayor precisión en su fabricación, especialmente en el vértice donde se unen las hélices, lo que aumenta su costo.

2.6.1. Forma de operación

Al accionarse la bomba, el fluido de trabajo se precipita desde la succión hacia el interior de la bomba debido a la depresión generada por la separación de los dientes de los engranajes acoplados. Una vez ingresa todo el fluido posible entre el diente y el cuerpo, se ha formado la cavidad de fluido (cámara), ésta es transportada por los engranajes en sus crestas a través del perímetro externo o la cubierta hacia la descarga, donde el fluido finalmente es impulsado hacia el exterior de la bomba (descarga) al juntarse los dientes.

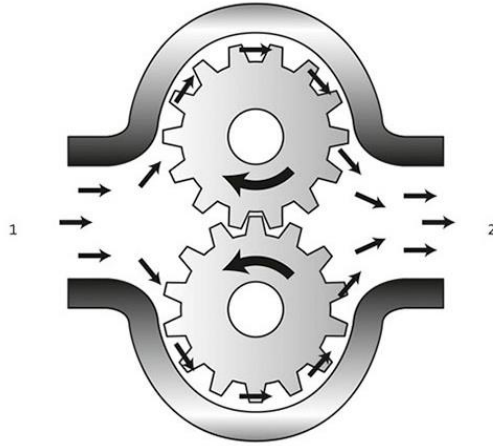


Figura 2. Representación de la sección transversal de una bomba de engranajes [2].

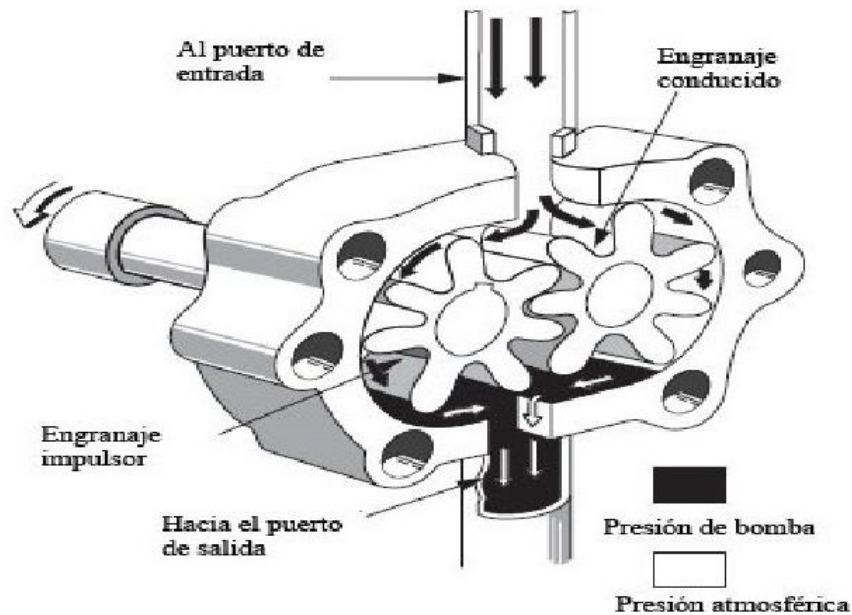


Figura 3. Partes principales de una bomba de engranajes [2]

Básicamente, la operación de una bomba de engranajes externos se compone de tres fases completamente identificables, las cuales se denominan de la siguiente manera [5]:

- OTI [open to inlet]: en esta fase, solo se encuentra el fluido abierto a la succión, en esta fase ocurre la aspiración del fluido hacia el cuerpo de la bomba. Si se desea un bombeo óptimo, el volumen en esta fase se debe expandir suavemente para así garantizar su llenado.

- CTIO [Closed to inlet and outlet]: En esta fase, la cavidad de fluido es transportada por las crestas de los dientes y no tiene contacto con la succión o la descarga de la bomba. El volumen de la cavidad en esta fase debe permanecer constante a lo largo de todo el trayecto por el cuerpo de la bomba.
- OTO [Open to Outlet]: En esta fase ocurre la impulsión de la cavidad hacia la descarga de la bomba, debido al acople entre los dientes de ambos engranajes. De igual manera que en el OTI, el volumen debe reducirse suavemente.

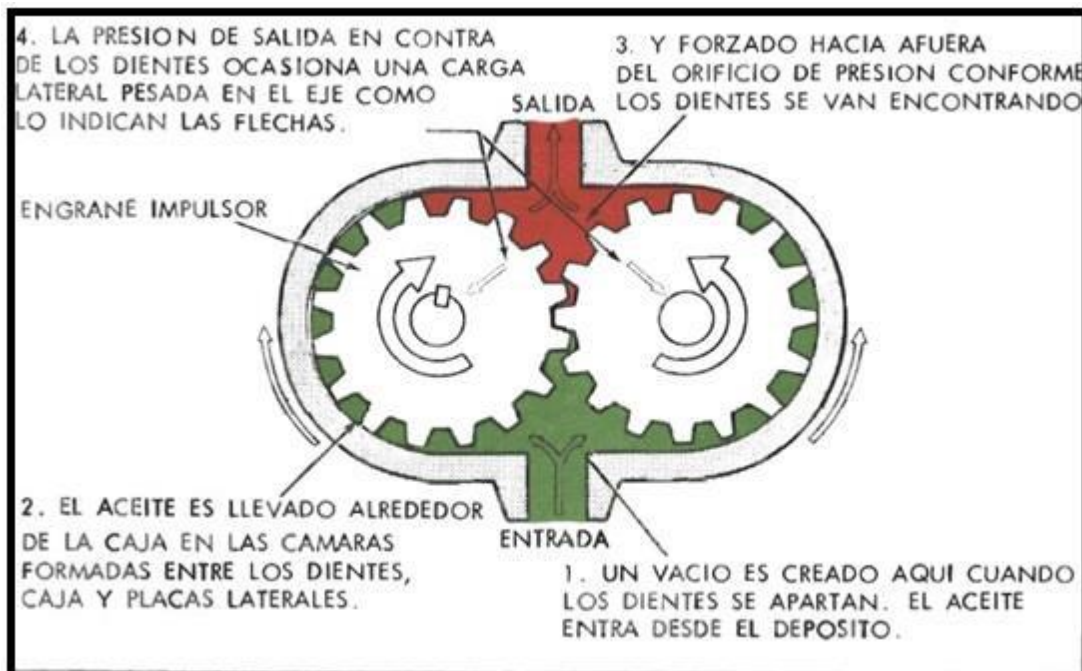


Figura 4. Fases de bombeo de una bomba de engranajes [3].

(1) OTI, (2) CTIO, (3) OTO

Para garantizar un bombeo suave, continuo y con el mínimo de picos de presión y pulsaciones en el flujo, todas las condiciones nombradas en las fases anteriores deben cumplirse.

Ya que cada cavidad está definida por el volumen alojado entre dos dientes del engranaje y la carcasa de la bomba, las fases anteriores ocurren de manera simultánea durante la operación de la bomba.

2.6.2. Ventajas de las bombas de engranajes

- Tienen una construcción simple
- Son compactas y relativamente económicas

- Poseen pocas partes móviles
- Tienen caudales de operación que van desde 1 a 600 L/min.
- Pueden tener un rendimiento volumétrico de hasta el 93%.

2.6.3. Componentes principales

En su composición más simple, una bomba de engranajes se compone de los siguientes elementos:

- **Cámara de bombeo**

Es el área que contiene el fluido mientras la bomba se encuentra en operación, el fluido ingresa a la cámara mediante una o más tomas de succión, y la abandona mediante una o más tomas de descarga; en una bomba de engranajes la cámara de bombeo está definida como el volumen que se aloja entre las crestas de los dientes y la carcasa.

- **Cuerpo de la bomba**

Es la parte de la bomba que rodea los límites de la cámara de bombeo, también es llamada carcasa o estator.

- **Rotor (engranajes)**

Es la parte o conjunto de partes de la bomba que giran debido al torque transmitido del motor al eje del engranaje conductor.

- **Sello o empaque**

En un sello mecánico, dos caras con cargas axiales opuestas se mantienen en contacto entre sí. Cuando se utiliza un empaque en lugar de un sello mecánico, el empaque se comprime y mantiene un íntimo contacto con los elementos rotativos y estacionarios. Usualmente, se utiliza un anillo de sello en dos de los anillos de compresión para permitir lubricación y enfriamiento de una fuente externa si es requerida.

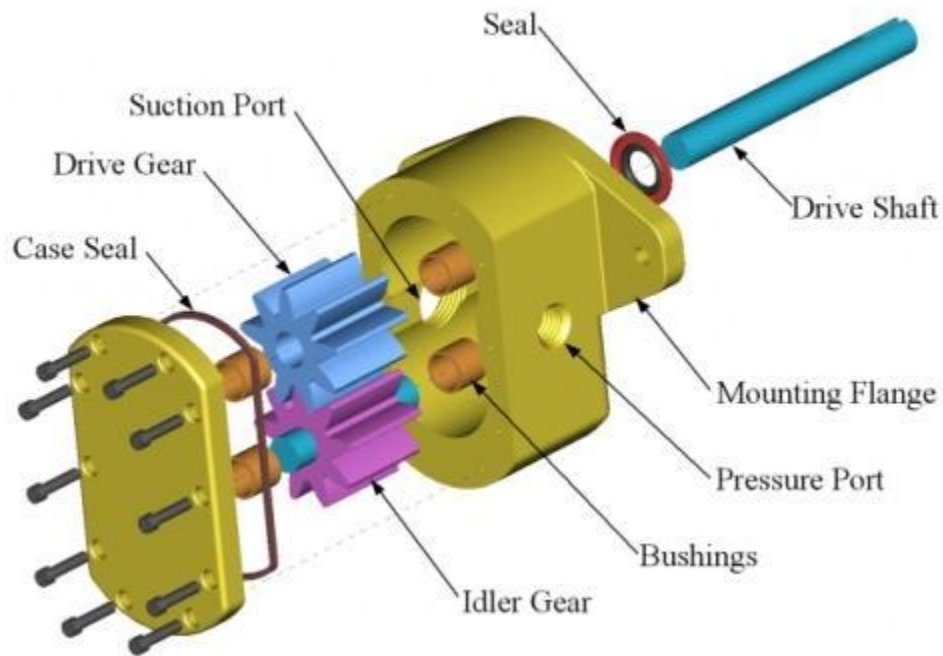


Figura 5. Dibujo de explosión de una bomba de engranajes [2]

2.6.4. Principio de desplazamiento positivo aplicado a una bomba de engranajes.

Partiendo de la definición básica del principio de desplazamiento positivo, el cual enuncia que el movimiento de un fluido es causado por la disminución de volumen en una cámara. El primer paso es definir el volumen (desplazamiento) que alojará la cámara de bombeo de la bomba, el cual se define por la siguiente expresión:

$$D = A \cdot b \cdot 2Z$$

Dónde:

- D : Desplazamiento de la bomba.
- A : área del espacio ocupado por un diente.
- b : Altura del diente.
- Z : Número de dientes.

Teniendo en cuenta que la bomba deberá desplazar este volumen en cada revolución. El caudal (Q) ideal en m^3/s de una bomba de engranajes se define como:

$$Q_t = D \cdot \frac{n}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Donde, n es la velocidad de giro del engranaje conductor en revoluciones por minuto.

Se debe tener en cuenta que para determinar el caudal real que la bomba desplazará se debe tener en cuenta el rendimiento volumétrico (η_v) de la misma. Así:

$$Q = \frac{\eta_v \cdot D \cdot n}{60} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

3. METODOLOGÍA Y EXPERIMENTOS

Para el desarrollo de este proyecto de grado, se seguirá la siguiente secuencia de pasos

- 3.1.** Descripción e identificación de los componentes del banco de pruebas.
- 3.2.** Determinación de las características de la bomba de engranajes a instalar en el banco de pruebas.
- 3.3.** Obtención bomba de engranajes.
- 3.4.** Inspección de la bomba de engranajes.
- 3.5.** Limpieza de la bomba de engranajes
- 3.6.** Información preliminar de la bomba de engranajes.
- 3.7.** Instalación de la bomba de engranajes al banco de pruebas.
- 3.8.** Adecuación del banco de pruebas.
- 3.9.** Construcción del diagrama hidráulico del banco de pruebas para ambos montajes.
- 3.10.** Realización de pruebas.

3.1. Descripción del banco de pruebas

El banco de pruebas que actualmente se encuentra en el Laboratorio de Fluidos y Máquinas Hidráulicas de la Facultad de Ingeniería Mecánica; es fruto de un proyecto de grado desarrollado en el año 2014 por los estudiantes Johan Sebastián Arango Ríos y Jhony Heriberto Soto Lopera.

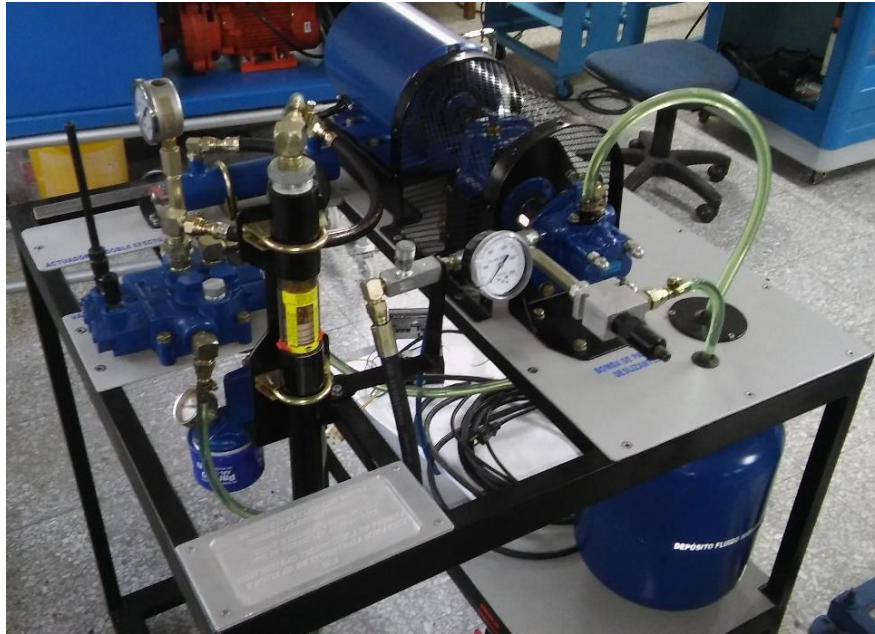


Imagen 1. Banco de pruebas con bomba de aspas deslizantes

3.1.1. Partes constituyentes del banco hidráulico

El banco de pruebas está compuesto por los siguientes elementos:

- **Motor trifásico basculante**

| | |
|-----------------------|------------------|
| Fabricante | General Electric |
| MOD | 5K48NG626X |
| Factor de servicio SF | 1.15 |
| Voltaje | 230 V-460V |
| Intensidad | 6.0 / 3.0 A |
| SFA | 6.6/3.3 |
| FR | 56 |
| AMB | 40C |
| INS. CL | B |
| NEMA DSN | B |
| TIME RATING | CONT |
| Potencia | 2.0 HP |
| Fases | 3 |
| Frecuencia | 60 Hz |
| RPM | 3450 |
| CODE | H |
| THERMALLY PROTECTED | |

Tabla 1. Información técnica motor eléctrico basculante [7]

- **Reductor de velocidad**

| | |
|-------------------------------|----------------------------|
| Tipo | Engranajes helicoidales |
| Relación de transmisión | 4: 1 |
| Tipo de rodamientos | Rodillos |
| Lubricación | Aceite |
| Especificación del lubricante | Aceite ISO VG 100 ó SAE 30 |

Tabla 2. Información técnica del reductor de velocidad [7]

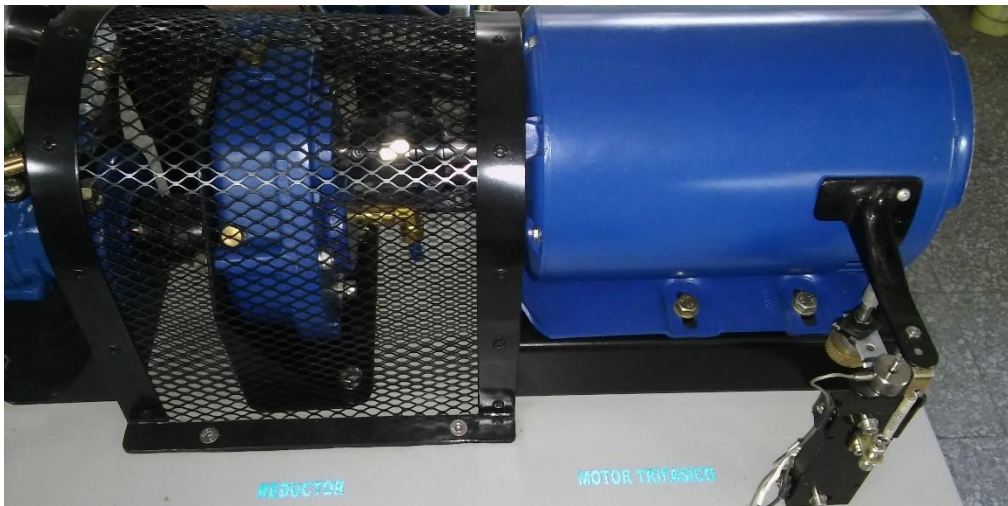


Imagen 2. Reductor de velocidades (izquierda) y motor eléctrico basculante (derecha)

- **Bomba de aspas deslizantes**

| | |
|--------------------------|--|
| Fabricante | KAYABA |
| Tipo | Aspas deslizantes equilibradas hidráulicamente |
| Referencia | 897115135 B4210-08003 |
| Peso neto | kgf (lb) |
| Conexión de succión | 5/8 pulg. |
| Conexión de descarga | pulg. |
| Caudal (Q) | Lpm |
| Presión (P) | |
| Presión máxima | psig |
| Número de aspas | 10 |
| Dimensiones de las aspas | 8mm x12mm x1.8mm |
| Diámetro del rotor | 38 mm |

Tabla 3. Información técnica bomba de Aspas deslizantes [7]



Imagen 3. Bomba de aspas deslizantes

- **Celda de carga**



| | |
|----------------------|------------------------------|
| Fabricante | Omegadyne |
| Modelo | LCFD-10 247924 |
| Rango | 0 – 10 lbs |
| Excitación | 5.00 V DC |
| Temperatura | -54 a 121 °C -65 a 250 °F |
| Sobrecarga segura | 150 FS |
| Tornillo de fijación | 6-32 UNC |
| Longitud del cable | 5 ft |

Tabla 4. Información técnica celda de carga [7]

Imagen 4. Celda de carga Omegadyne

- **Flujómetro**

| | |
|----------------------|--|
| Fabricante | Hedland |
| Tipo | Área variable del tipo pistón |
| Referencia | E-Z |
| Rango de Caudal | 0.5 – 4 GPM 2 – 15 LPM |
| Diámetro de entrada | 1" NPT |
| Diámetro de salida | 1" NPT |
| Fluido | Aceite |
| Presión máxima | 325 PSI |
| Temperatura máxima | 60°C |
| Calibración estándar | SG = 0.876 para aceite 32 cSt viscosidad |
| Material | Polysulfone or Radel® |

Tabla 5. Información técnica flujometro [7]



Imagen 5. Flujómetro Hedland

- **Depósito de aceite**

| | |
|-----------------------|--|
| Material | acero |
| Accesorios | Filtro interno tipo malla metálica Nivel de vidrio |
| Capacidad | 3 US Gal. (12 L) |
| Tipo de aceite | Shell TELLUS S2M 32 |
| Viscosidad del aceite | 32 cSt a 40 °C |

Tabla 6. Información depósito de aceite [7]



Imagen 6. Depósito de aceite

- **Filtro de aceite**



Imagen 7. Filtro de aceite

- **Actuador hidráulico de doble efecto**

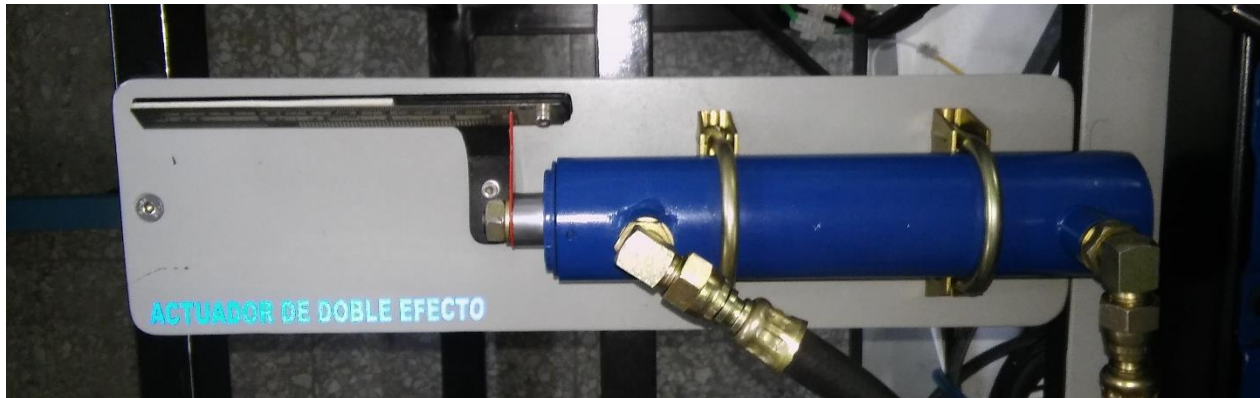


Imagen 8. Actuador hidráulico de doble efecto

- **Manómetro de descarga**

Tipo: Bourdon

Marca: Helbert

Rango: 0-2000 psi

Resolución: 40 psi

- **Válvula reguladora de caudal**

El caudal que circula por el circuito hidráulico es regulado por una válvula de aguja.



Imagen 9. Manómetro de descarga (derecha) y válvula reguladora de caudal (izquierda)

- **Válvula de seguridad**

Con el fin de proteger el sistema, especialmente los instrumentos de medida, el banco de pruebas cuenta con una válvula de seguridad instalada en una línea de retorno hacia el depósito, la cual se ubica en la descarga de la bomba. La válvula de seguridad se encuentra configurada para accionarse una vez que la presión en el sistema alcance un valor de 800 psi.



Imagen 10. Válvula de seguridad

3.2. Determinación de las características de la bomba de engranajes a instalar en el banco de pruebas

Para determinar las características de la bomba que se acoplaría de manera ideal al banco de pruebas se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- **Potencia del motor:**
Dado que la potencia del motor basculante ubicado en el banco de pruebas es de 2 hp, la potencia requerida de la bomba a instalar deberá ser igual o inferior a este valor.
- **Rango del flujómetro:**
Considerando el rango de operación del flujómetro, el cual es desde 2 a 15 lpm, la bomba a obtener deberá desarrollar caudales que se ubiquen dentro de este rango.
- **Presión de la válvula de seguridad:**
Ya que la válvula de seguridad ubicada en el banco de pruebas se encuentra calibrada para activarse una vez se alcanza un pico de presión de 800 psi. La presión que la bomba pueda desarrollar debe estar limitada al valor mencionado anteriormente. Sin embargo, la válvula de seguridad puede ajustarse según a las especificaciones de la bomba.

3.3. Obtención bomba de engranajes

Teniendo en cuenta los parámetros de operación definidos en el numeral 3.2, Se consultó inicialmente con el Ingeniero Javier Guapacha, quien desempeña funciones en la empresa TecniHidráulicos Pereira S.A. Para obtener información preliminar sobre el costo en el mercado de una bomba nueva con las características deseadas. El ingeniero Javier Guapacha, además de proporcionar la información preliminar, donó una serie de bombas de engranajes usadas que poseía en el establecimiento donde labora y que no se encontraban en uso. Estas bombas serán sometidas a una posterior inspección para determinar si podrán ser utilizadas en este proyecto.

Entre las bombas proporcionadas por el Ingeniero Javier Guapacha. Se seleccionó una bomba de engranajes externos marca Sauer Danfoss, la marca de la bomba se pudo determinar gracias al logotipo grabado en la misma.



Imagen 11. Logotipo bomba de engranajes

Una vez identificada la marca de la bomba, se consultaron los catálogos de productos de la casa Sauer Danfoss para encontrar una coincidencia con el grabado de identificación que tiene la bomba; y así, determinar la información técnica de la misma.

Al revisar la bomba se encontró que el código grabado en ella es el siguiente:

SNP2/5.5 S CI 06/0F



Imagen 12. Vista superior y código bomba de engranajes

Procediendo a la información presente en el catálogo, se determinó que la bomba es denominada como tipo 2 según la clasificación del fabricante; además, gracias al sistema de codificación del fabricante, se utilizó el siguiente cuadro para determinar la información preliminar sobre la bomba.

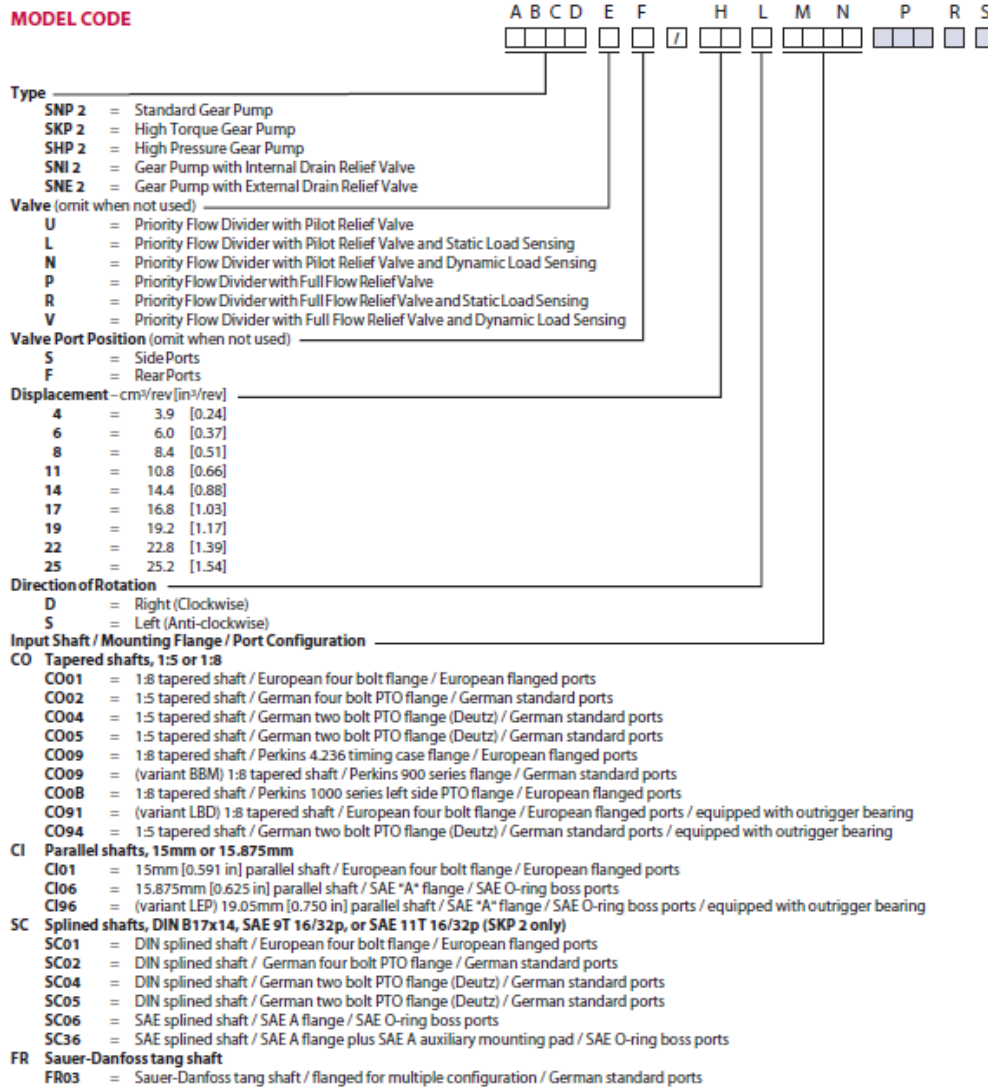


Imagen 13. Sistema de codificación marca Sauer Danfoss [9]

A partir la de información en el código de la bomba se determinan las siguientes características:

- **Tipo:** SNP2 (Bomba de engranajes estándar)
- **Desplazamiento:** $5.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ (Este valor de desplazamiento corresponde a una edición especial de la marca para este tipo de bombas, pero se apega al mismo sistema de

nomenclatura encontrada en el catálogo de productos de la marca Turolla, quienes manejan el mismo sistema de codificación y productos de la marca Sauer Danfoss)

- Sentido de giro: S (Izquierda o dirección opuesta a las manecillas del reloj vista desde el frente del eje de acople)
- Información eje: CI06 (Ejes paralelos 15.875 mm [0.625 in]/ brida SAE “A”/ SAE O-ring boss ports)

Con la información preliminar obtenida, se compara con las características previamente definidas en el numeral 3.2.

Caudal

Partiendo del desplazamiento de la bomba (D), el cual es de $5.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$; partiendo del principio de desplazamiento positivo aplicado a una bomba de engranajes (sección 2.6.4), y teniendo en cuenta que el motor disponible en el banco gira a una velocidad máxima de 3450 rpm (Sección 3.1. Tabla 1. Información técnica del motor), se realiza la estimación del caudal máximo que la bomba podría entregar asumiendo un rendimiento volumétrico de 0.85 [8]

$$Q_{max} = \frac{\eta_v \cdot D \cdot n}{60}$$
$$Q_{max} = \frac{0.85 \cdot \left(5.5 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \times \frac{1\text{m}^3}{(100 \text{ cm})^3} \right) \cdot 3450 \frac{\text{rev}}{\text{min}}}{60} = 2.688 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

El caudal anterior expresado en unidades de litros por minuto es **16,129 l/min.**

Al comparar la capacidad de flujo que posee el flujómetro instalado en el banco, se observa que el caudal máximo de la bomba supera ligeramente el rango de operación del mismo. Sin embargo, ya que la bomba había sido utilizada previamente y se encontraba fuera de servicio por razones desconocidas, se espera que sus valores de operación sean menores a los esperados en los cálculos preliminares los cuales se estiman para una bomba completamente nueva.

3.4. Inspección bomba de engranajes

Para verificar el estado de la bomba se procedió a su desarmado y se inspeccionó su estado interior y exterior para descartar la presencia de grietas internas o externas en la carcasa de la bomba como resultado del uso previo, a la vez del estado de los engranajes.

Para el desarme de la bomba se empleó una llave de copas con cuadrante de 5/8" y una copa de 17 mm marca Stanley, las cuales eran propiedad del autor del presente proyecto. Cabe resaltar que los tornillos no se encontraban demasiado ajustados considerando que la herramienta utilizada no es adecuada para valores elevados de torque.



Imagen 14. Bomba de engranajes y herramienta utilizada para el desarme de la bomba

Inicialmente, se retiró la tapa posterior de la bomba retirando los tornillos de cabeza hexagonal que mantienen los componentes de la bomba unida girando, progresivamente, un cuarto de vuelta cada tornillo hasta que todos fueron retirados completamente de la misma. Se inspeccionó el estado de la tapa posterior de la bomba en busca de rayones o grietas, de los cuales no se encontró ningún desgaste o avería que impidiera su correcto funcionamiento.

Posteriormente, se procedió a retirar la tapa frontal de la bomba y se realiza la inspección de igual manera que se realizó para la tapa posterior, no se registraron grietas o rayones en las partes internas o externas de la tapa que impidieran el funcionamiento de la bomba.

Por último, se analizó el bloque central de la bomba, donde se alojan los engranajes rectos, se verifico que los empaques estuvieran en estado óptimo, y se verificó el estado de los engranajes. No se registraron grietas o rayones en las partes internas del bloque central o fallas visibles en los dientes de los engranajes. Sin embargo, se encontraron restos de material metálico (viruta) alojada en los dientes de los engranajes. La cual deberá ser retirada con el fin de prevenir daños en los elementos de la misma.

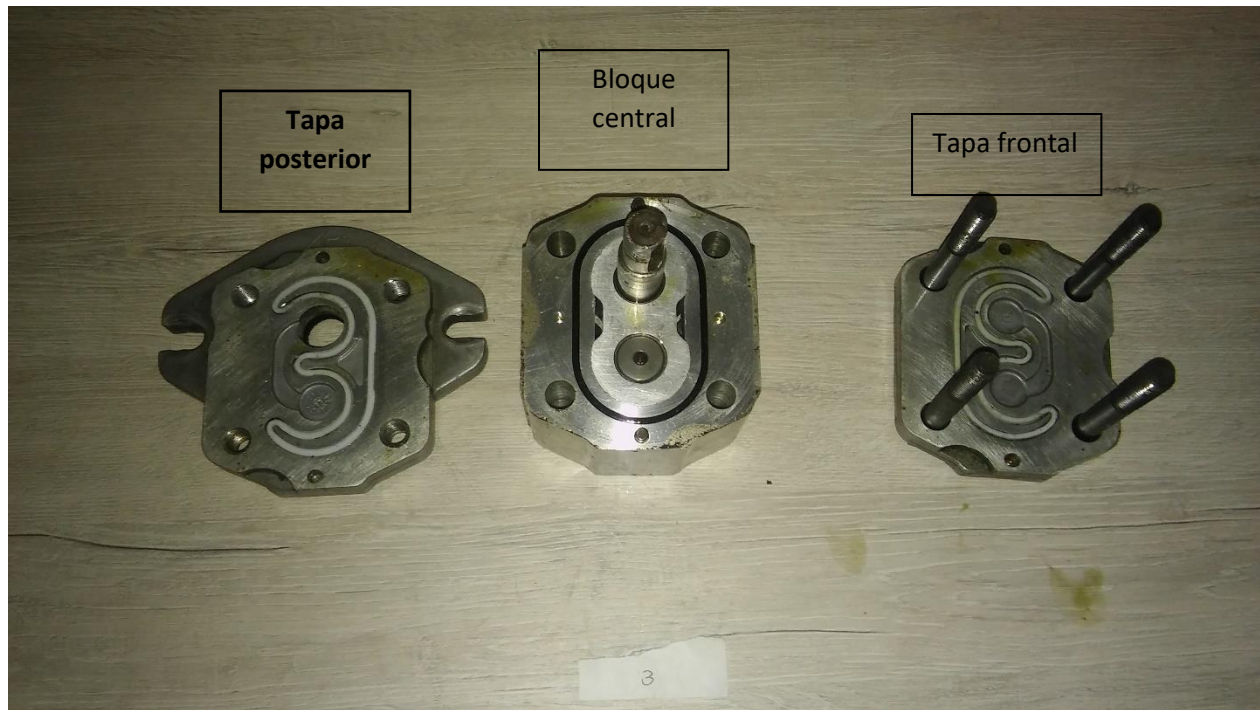


Imagen 15. Bomba de engranajes desarmada y partes constituyentes

3.5. Limpieza de la bomba de engranajes

Para la limpieza de la bomba de engranajes, siguiendo la recomendación del Ingeniero Javier Guapacha (donador de la bomba) y del Ingeniero Yamal Mustafá (director de este proyecto); se empleó ACPM, el cual fue frotado sobre las partes de la bomba por medio de una brocha delgada. Se optó por este método de limpieza por su simplicidad y economía. Considerando que existen otros métodos de limpieza más complejos y que requieren de equipos especializados como el baño de arena, o limpieza con aire a presión deshumidificado.

Una vez los restos de viruta fueron removidos de la bomba y se realizaron varias limpiezas con la brocha y el ACPM, todas las partes de la bomba fueron frotados con aceite para bombas Tellus S2 M32, producto de “Casa López, centros de servicio” el cual se encontraba disponible en el Laboratorio de Fluidos y Máquinas Hidráulicas de la Universidad Tecnológica de Pereira y es el fluido de trabajo del banco de pruebas

3.6. Información preliminar de la bomba

Una vez se tuvo la bomba en estado óptimo de limpieza, se consultó en el catálogo de productos Sauer Danfoss [9] con el fin de determinar todas las características de la bomba.

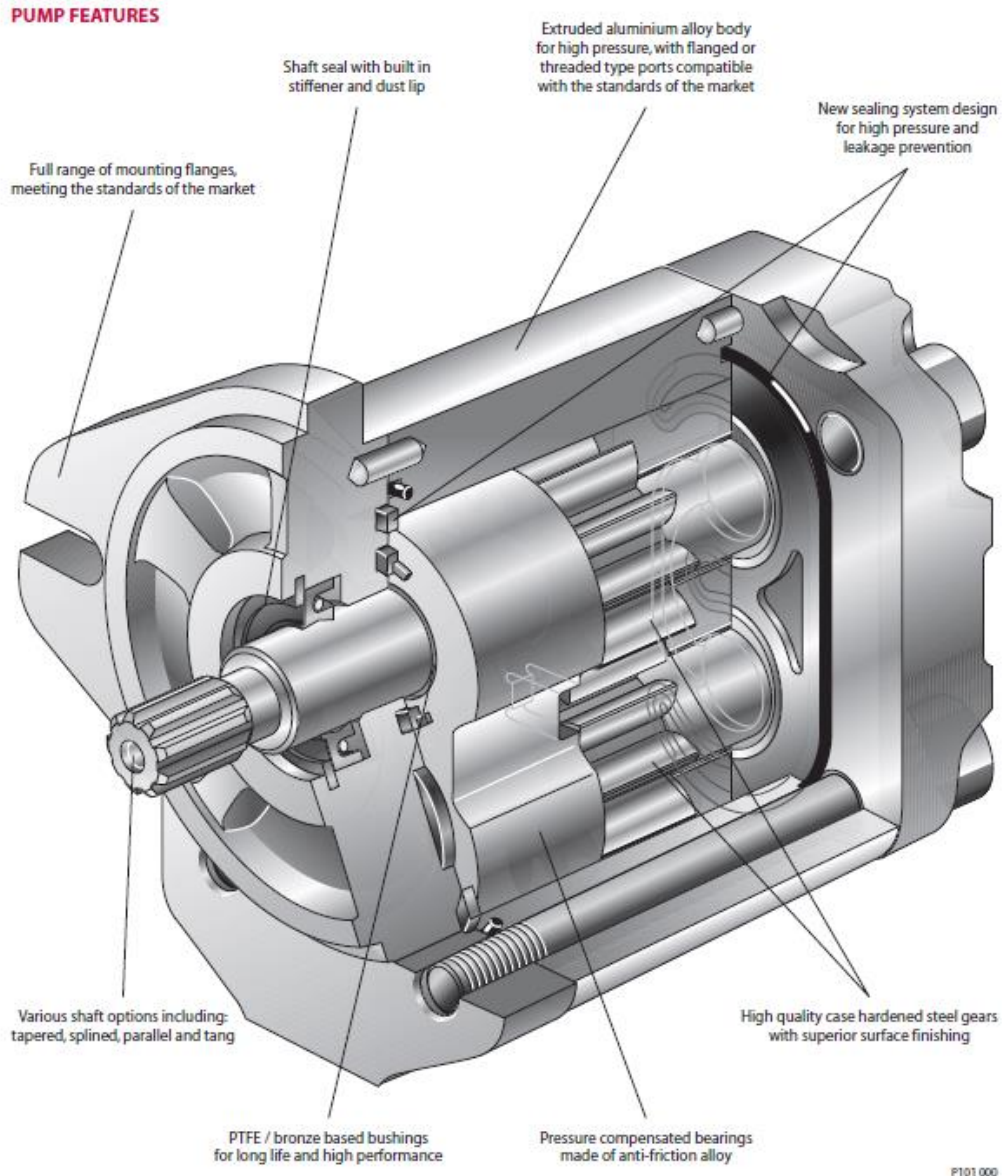


Imagen 16. Partes constituyentes bomba de engranajes Sauer Danfoss [9]

Previamente, se obtuvo la siguiente información de operación de la bomba a partir de la información disponible en el código de la misma.

- Tipo: 2 (Bomba de engranajes estándar según la clasificación del fabricante)
- Desplazamiento: $5.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$
- Sentido de giro: Izquierda o dirección opuesta a las manecillas del reloj visto desde el motor de accionamiento.
- Información eje: Ejes paralelos 15.875 mm [0.625 in]/ brida SAE “A”/ SAE O-ring boss ports
- Caudal máximo: 16.129 l/min
- Presión pico: 280 bar (4060 psi)
- Presión nominal: 250 bar (3625 psi)
- Velocidad de rotación mínima [0-100 bar]: 600 rpm
- Velocidad de rotación mínima [100-180 bar]: 1200 rpm
- Velocidad de rotación mínima [180 – Presión nominal]: 1400 rpm
- Velocidad máxima: 4000 rpm
- Masa: 2,4 kg (5,3 lb)
- Momento de inercia de los componentes rotativos: $25 \times 10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ($598 \times 10^6 \text{ lbf} \cdot \text{ft}^2$)
- Flujo teórico a velocidad máxima: 21,34 lpm

3.6.1. Especificaciones del sistema

- Presión de succión (absoluta)
 - Rango recomendado: 0,8 – 3,0 bar
 - Mínimo (arranque en frio): 0,6 bar
- Viscosidad del fluido
 - Mínimo: $10 \text{ mm}^2/\text{s}$ (0,1 cSt), (60 SUS)
 - Rango recomendado: $12 - 60 \text{ mm}^2/\text{s}$ (0,12 – 0,6 cSt), (66 – 680 SUS)
 - Máximo (Arranque en frio): $1600 \text{ mm}^2/\text{s}$ (16 cSt) (7500 SUS)
- Temperatura
 - Mínima (arranque en frio): -20 °C (4 °F)

- Máxima en trabajo continuo: 80 °C (176 °F)
- Pico (intermitente): 90 °C (197 °F)

3.6.2. Comparación con los valores límite del sistema

Al comparar los valores previamente mencionados en la sección 3.2 “determinación de las características de operación ideales para la bomba de engranajes” con los proporcionados por el catálogo del fabricante, se definen los valores picos que se pueden presentar en el banco de pruebas.

Parámetros máximos

- Presión: 720 psi (49,629 bar)
- Velocidad de giro: 3450 rpm

Flujo máximo de salida (Qmáx)

El caudal máximo de salida se determinó previamente en la sección 3.3 y tiene un valor preliminar de 16.129 lpm.

Torque (T)

El torque, al cual se encontrará sometido el eje en N·m se calcula mediante la siguiente expresión [9]:

$$T = \frac{D \cdot \Delta P}{20\pi \cdot \eta_m} [N \cdot m]$$

Donde:

- D: desplazamiento de la bomba en cm^3/rev
- ΔP : presión en el sistema en bar ($P_{descarga} - P_{succión}$)
- η_m : Rendimiento mecánico del motor, el cual se puede suponer un valor típico de 0.88 [9]

$$T = \frac{(5,5)(49,629)}{20\pi \cdot 0,88} = 4,94 N \cdot m$$

Potencia (Pot)

La máxima potencia en kilowatts (kW) que la bomba requiere para su accionamiento, se puede calcular mediante la expresión [9]

$$Pot = \frac{D \cdot n \cdot \Delta P}{600000 \cdot \eta_{mecánica}} [kW]$$

$$Pot = \frac{(5,5)(3450)(49,629)}{(600000)(0,88)} = 1,78 \text{ kW } (2,39 \text{ HP})$$

Como se mencionó en la sección 3.3 “Obtención de la bomba de engranajes”; los valores de caudal y potencia superan los valores máximos que el flujómetro y el motor pueden soportar (ver sección 3.2), respectivamente. Sin embargo, estos valores pico pueden ser omitidos en la realización de la práctica ya que la finalidad de este proyecto es realizar las curvas de operación de la bomba, partiendo desde valores menores a los máximos.

3.6.3. Curvas estimativas de operación de la bomba

A partir de las expresiones proporcionadas por el fabricante para el cálculo del caudal y potencia requerida por la bomba, las cuales fueron utilizadas previamente para determinar los valores pico (sección 3.6.2), se puede realizar una aproximación a las curvas de desempeño de la bomba teniendo en cuenta el valor de desplazamiento de la misma y realizando el cálculo de caudal y potencia para diferentes velocidades de giro, manteniendo un valor de diferencial de presión (ΔP) constante.

Ya que el fabricante proporciona las curvas de operación y ecuaciones correspondientes para el dimensionamiento de sus bombas con determinados valores de desplazamiento, y teniendo en cuenta que la bomba obtenida es una edición especial de la marca Sauer- Danfoss con desplazamiento de $5.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$, las curvas se construirán a partir del cálculo y se compararán con las curvas de desempeño de una bomba de menor desplazamiento ($4 \text{ cm}^3/\text{rev}$) y una de mayor desplazamiento ($6 \text{ cm}^3/\text{rev}$).

- **3.6.3.1. Caudal**

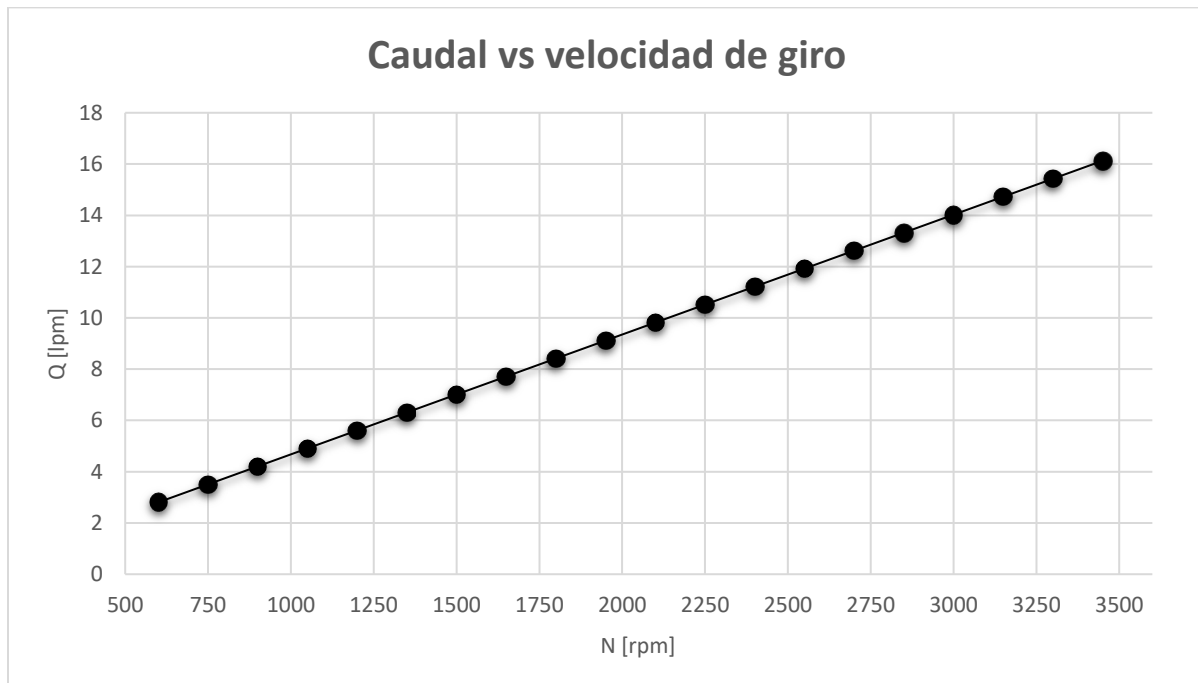
Como se mostró anteriormente, el caudal se calcula mediante la expresión

$$Q = \frac{\eta_v \cdot D \cdot n}{1000} [9]$$

Al realizar el cálculo para diferentes velocidades de giro (n), con un valor constante de desplazamiento (D) y de rendimiento volumétrico (η_v) se encontraron los siguientes valores, los cuales se encuentran reflejados en la tabla 7 y en la gráfica 1, las cuales se muestran a continuación:

| N [rpm] | Q [lpm] | N [rpm] | Q [lpm] |
|------------|------------|------------|------------|
| 600 | 2,81 | 2100 | 9,82 |
| 750 | 3,51 | 2250 | 10,52 |
| 900 | 4,21 | 2400 | 11,22 |
| 1050 | 4,91 | 2550 | 11,92 |
| 1200 | 5,61 | 2700 | 12,62 |
| 1350 | 6,31 | 2850 | 13,32 |
| 1500 | 7,01 | 3000 | 14,03 |
| 1650 | 7,71 | 3150 | 14,73 |
| 1800 | 8,42 | 3300 | 15,43 |
| 1950 | 9,12 | 3450 | 16,13 |

Tabla 7. Valores estimativos de caudal para una bomba Sauer Danfoss con desplazamiento de $5.5 \text{ cm}^3/\text{rev}$ en función de la velocidad de giro



Gráfica 1. Curva de desempeño teórica “caudal contra velocidad de giro” para una bomba de engranajes Sauer Danfoss con desplazamiento de $5,5 \text{ cm}^3/\text{rev}$

A continuación, se muestran las curvas de desempeño proporcionadas por el fabricante para una bomba de engranajes del mismo tipo con un desplazamiento de $4 \text{ cm}^3/\text{rev}$ y de $6 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

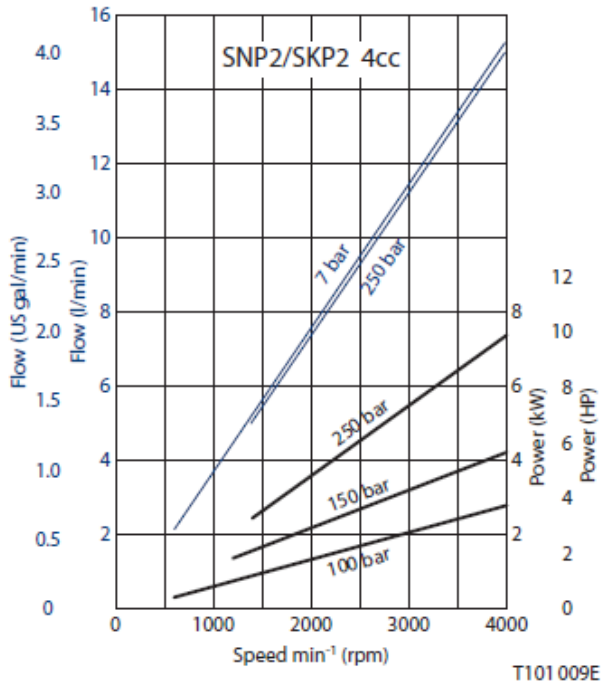


Figura 6. Curvas de desempeño bomba de engranajes estándar marca Sauer Danfoss con desplazamiento $D = 4 \text{ cm}^3/\text{rev}$

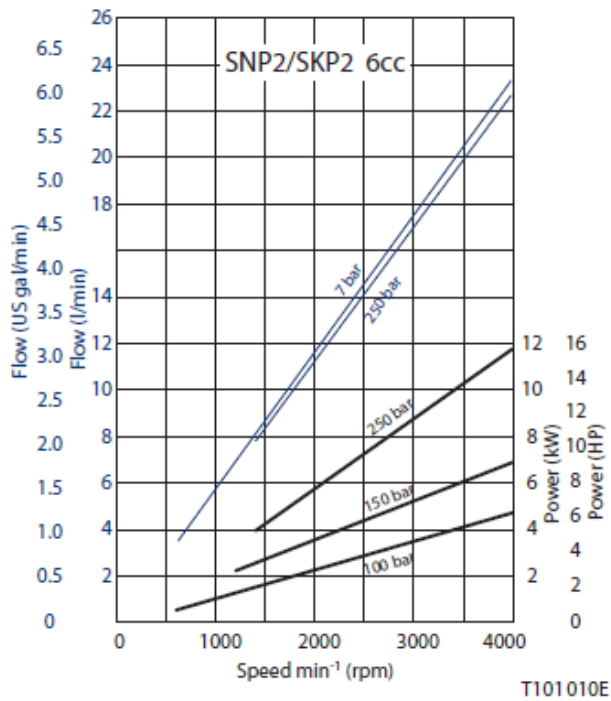
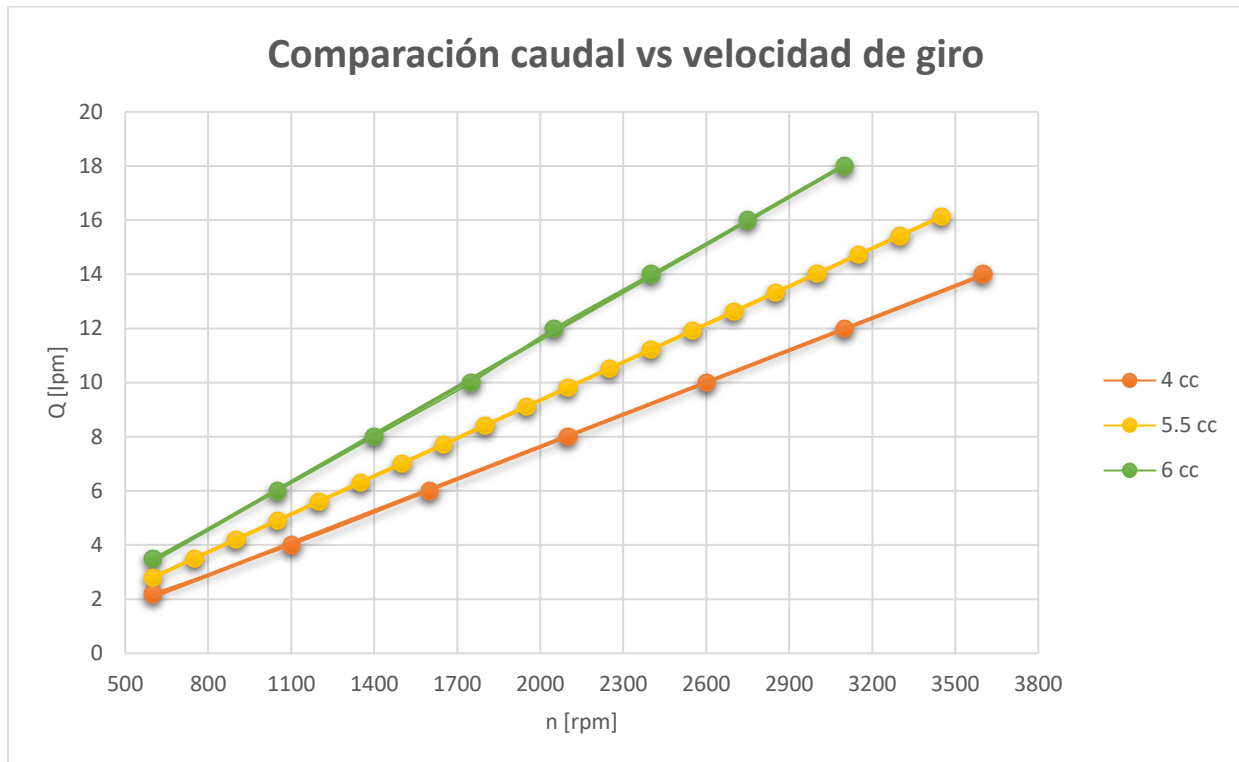


Figura 7. Curvas de desempeño de una bomba de engranajes estándar marca Sauer Danfoss con desplazamiento $D = 6 \text{ cm}^3/\text{rev}$

Comparando la gráfica 1, con las figuras 6 y 7 se evidencia que los valores de caudal obtenidos a partir del cálculo tienen el comportamiento esperado, con valores de caudal mayores que la bomba de $4 \text{ cm}^3/\text{rev}$ y valores menores pero más cercanos a los de una bomba de $6 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Lo anterior se muestra en la gráfica 2, en la que se muestran las curvas de caudal de ambas referencias de bombas del fabricante y la gráfica obtenida a través del cálculo.



Gráfica 2. Comparaciones de valores de caudal vs velocidad de giro de una bomba de engranajes con desplazamiento 5,5 cc (amarillo) con bombas de 4 cc (naranja) y 6 cc (verde)

• 3.6.3.2. Potencia

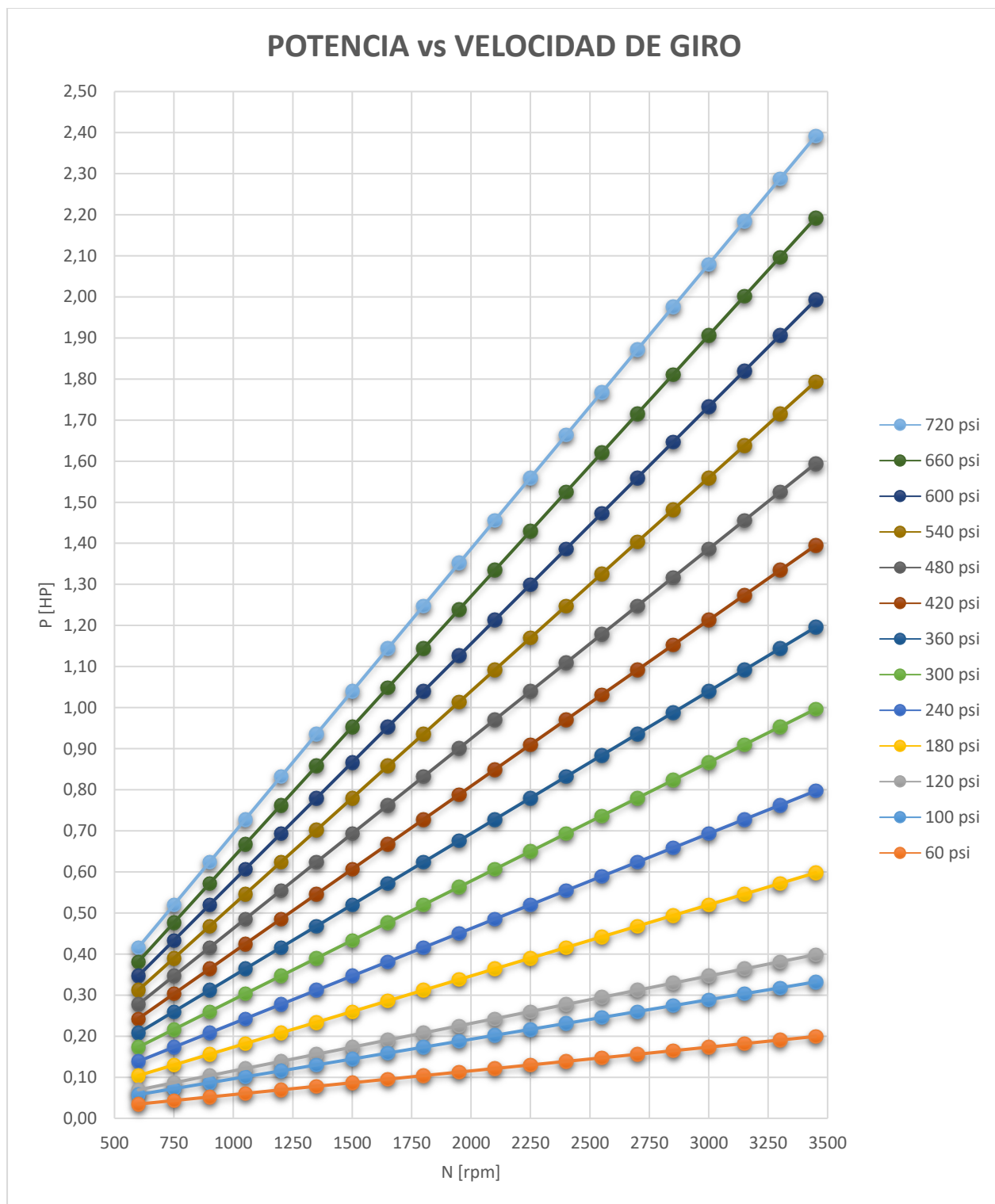
De igual manera que se realizaron los cálculos para el caudal. Se realizó el cálculo para determinar la potencia que requiere la bomba a partir de la siguiente expresión [9]

$$Pot = \frac{D \cdot n \cdot \Delta P}{600000 \cdot \eta_m} [kW]$$

Se construyen las curvas de potencia para diferentes valores de presión entre el rango de trabajo que se pueden alcanzar en el banco de pruebas disponible en el laboratorio. Calculando los siguientes valores y realizando las curvas pertinentes para los diferentes valores de presión.

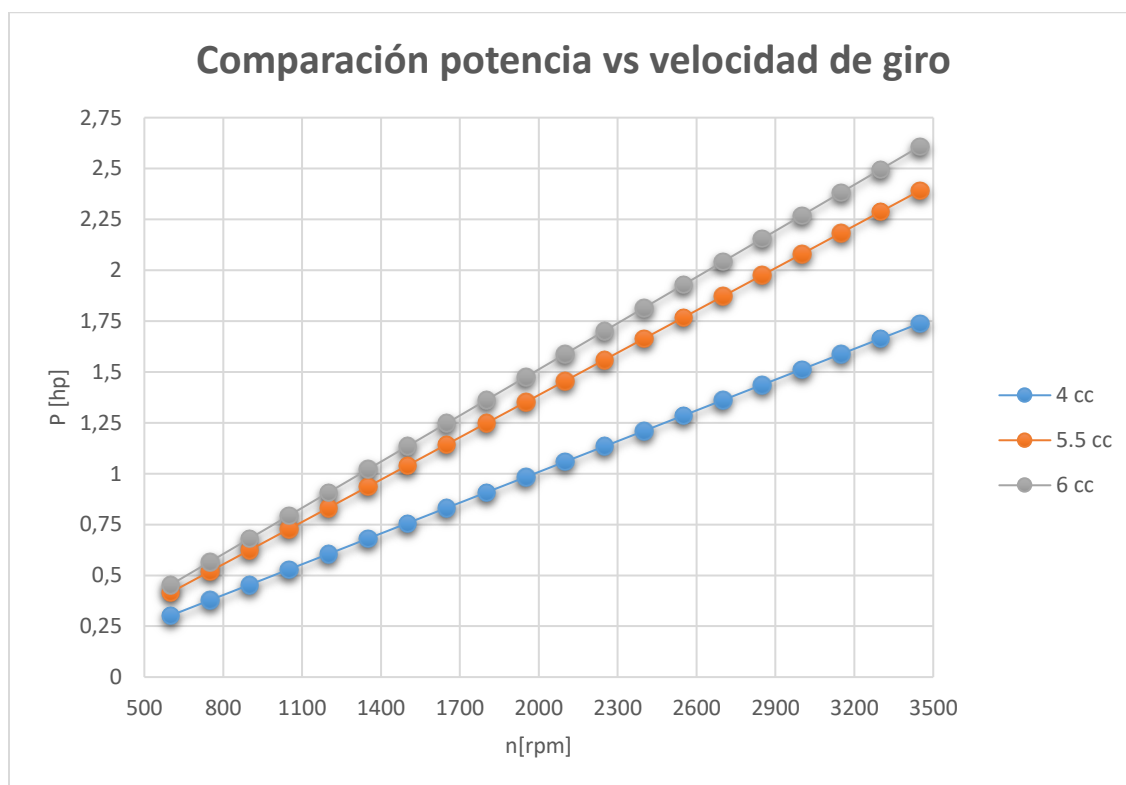
| P [psi] | 60 | 100 | 120 | 180 | 240 | 300 | 360 | 420 | 480 | 540 | 600 | 660 | 720 |
|--------------------------|-----------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| N [rpm] | BHP [HP] | | | | | | | | | | | | |
| 600 | 0,035 | 0,058 | 0,070 | 0,104 | 0,139 | 0,173 | 0,208 | 0,243 | 0,277 | 0,312 | 0,347 | 0,381 | 0,416 |
| 750 | 0,043 | 0,072 | 0,087 | 0,130 | 0,173 | 0,217 | 0,260 | 0,303 | 0,347 | 0,390 | 0,433 | 0,477 | 0,520 |
| 900 | 0,052 | 0,087 | 0,104 | 0,156 | 0,208 | 0,260 | 0,312 | 0,364 | 0,416 | 0,468 | 0,520 | 0,572 | 0,624 |
| 1050 | 0,061 | 0,101 | 0,121 | 0,182 | 0,243 | 0,303 | 0,364 | 0,425 | 0,485 | 0,546 | 0,607 | 0,667 | 0,728 |
| 1200 | 0,069 | 0,116 | 0,139 | 0,208 | 0,277 | 0,347 | 0,416 | 0,485 | 0,555 | 0,624 | 0,693 | 0,763 | 0,832 |
| 1350 | 0,078 | 0,130 | 0,156 | 0,234 | 0,312 | 0,390 | 0,468 | 0,546 | 0,624 | 0,702 | 0,780 | 0,858 | 0,936 |
| 1500 | 0,087 | 0,144 | 0,173 | 0,260 | 0,347 | 0,433 | 0,520 | 0,607 | 0,693 | 0,780 | 0,867 | 0,953 | 1,040 |
| 1650 | 0,095 | 0,159 | 0,191 | 0,286 | 0,381 | 0,477 | 0,572 | 0,667 | 0,763 | 0,858 | 0,953 | 1,048 | 1,144 |
| 1800 | 0,104 | 0,173 | 0,208 | 0,312 | 0,416 | 0,520 | 0,624 | 0,728 | 0,832 | 0,936 | 1,040 | 1,144 | 1,248 |
| 1950 | 0,113 | 0,188 | 0,225 | 0,338 | 0,451 | 0,563 | 0,676 | 0,789 | 0,901 | 1,014 | 1,126 | 1,239 | 1,352 |
| 2100 | 0,121 | 0,202 | 0,243 | 0,364 | 0,485 | 0,607 | 0,728 | 0,849 | 0,972 | 1,092 | 1,213 | 1,334 | 1,456 |
| 2250 | 0,130 | 0,217 | 0,260 | 0,390 | 0,520 | 0,650 | 0,780 | 0,910 | 1,040 | 1,170 | 1,300 | 1,430 | 1,560 |
| 2400 | 0,139 | 0,231 | 0,277 | 0,416 | 0,555 | 0,693 | 0,832 | 0,971 | 1,109 | 1,248 | 1,386 | 1,525 | 1,664 |
| 2550 | 0,147 | 0,245 | 0,295 | 0,442 | 0,589 | 0,737 | 0,884 | 1,031 | 1,178 | 1,326 | 1,473 | 1,620 | 1,768 |
| 2700 | 0,156 | 0,260 | 0,312 | 0,468 | 0,624 | 0,780 | 0,936 | 1,092 | 1,248 | 1,404 | 1,560 | 1,716 | 1,872 |
| 2850 | 0,165 | 0,274 | 0,330 | 0,494 | 0,659 | 0,823 | 0,988 | 1,152 | 1,317 | 1,482 | 1,646 | 1,811 | 1,976 |
| 3000 | 0,173 | 0,289 | 0,347 | 0,520 | 0,693 | 0,867 | 1,040 | 1,213 | 1,386 | 1,560 | 1,733 | 1,907 | 2,080 |
| 3150 | 0,182 | 0,303 | 0,364 | 0,546 | 0,728 | 0,910 | 1,092 | 1,274 | 1,456 | 1,638 | 1,820 | 2,002 | 2,184 |
| 3300 | 0,191 | 0,318 | 0,381 | 0,572 | 0,763 | 0,953 | 1,144 | 1,334 | 1,525 | 1,716 | 1,906 | 2,097 | 2,288 |
| 3450 | 0,199 | 0,332 | 0,399 | 0,598 | 0,797 | 0,997 | 1,196 | 1,395 | 1,594 | 1,794 | 1,993 | 2,192 | 2,392 |

Tabla 8. Valores de potencia para diferentes presiones del sistema



Gráfica 3. Curva de desempeño teórica “Potencia contra velocidad de giro” de una bomba de engranajes externos marca Suer-Danfoss para diferentes valores de presión en el sistema (60 – 720 psi)

De la misma manera que se realizó la comparación con las curvas estimativas de caudal; se realizó la comparación para los valores de presión mostrados en las curvas de desempeño del fabricante (figuras 6 y 7). Teniendo en cuenta que el valor de presión máximo del sistema es de 720 psi, se presentan las curvas de potencia requerida de una bomba de 4 cc y 6 cc para este valor de presión, junto con la curva correspondiente al desplazamiento de la bomba obtenida (5,5 cc).



Gráfica 4. Comparación curvas de potencia contra velocidad de giro para bombas de engranajes Sauer Danfoss con desplazamientos de 4, 5.5 y 6 cc a $P=720$ psi

Analizando la gráfica 4, se evidencia que los valores de la bomba utilizada (desplazamiento 5.5 cc) son mayores que los respectivos valores para una bomba con desplazamiento de 4cc; y menores que los valores de una bomba con desplazamiento de 6 cc. Mismo comportamiento que se muestra en la gráfica 2.

3.7. Instalación de la bomba de engranajes al banco de pruebas

Una vez se ha determinado que los valores preliminares de caudal y potencia se encuentren dentro de los rangos de operación del motor eléctrico y el flujómetro instalados en el banco, se procedió a realizar las modificaciones pertinentes al mismo.

Para realizar el acoplamiento de la bomba al motor eléctrico, se debe tener en cuenta que se desea realizar el menor número de modificaciones posibles al actual montaje, con el fin de que sea posible realizar pruebas con la bomba de paletas deslizantes y con la bomba de engranajes externos sin comprometer tanto la estética del banco, como la funcionalidad del mismo. Por tal motivo, se determinó que existen dos opciones para el posicionamiento de la bomba de engranajes, las cuales se analizan a continuación.

3.7.1. Opción A. Posicionar la bomba en el mismo lugar de la bomba de paletas deslizantes.

Con esta opción las modificaciones al banco serían las siguientes:

- Remover el reductor de velocidades y su soporte situados entre el motor eléctrico y el lugar donde se encuentra la bomba de paletas deslizantes.
- Remover la bomba de paletas deslizantes retirando el soporte en el cual esta se encuentra fijada del banco de pruebas.
- Cambiar la posición del soporte de la válvula de regulación, considerando la diferencia de alturas de las posiciones de las bombas.

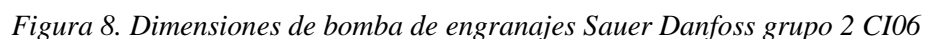
Además sería necesaria la implementación de las siguientes medidas:

- Fabricación del soporte para la bomba de engranajes para fijarla al banco de pruebas utilizando los mismos orificios de fijación utilizados en el soporte de la bomba de paletas deslizantes.
- Teniendo en cuenta que entre los ejes de la bomba y el eje existiría una luz considerable, se hace necesario la instalación de un acople flexible con espaciador. Se opta por este tipo de acople debido a la posible desalineación angular y paralela que se pueda presentar entre el eje de la bomba de engranajes y el motor eléctrico.

3.7.1.1. Diseño de la placa soporte para la bomba de engranajes en la opción A.

Para diseñar la placa soporte de la bomba de engranajes se tomaron las medidas de la distancia entre centros de los agujeros en los cuales se sitúan los pernos que fijan el soporte al banco de pruebas y las medidas máximas de la placa.

Además, se determinó el tipo de rosca de las tomas de succión y descarga de la bomba de engranajes, los cuales coinciden con la información del fabricante. La cual se muestra en la figura 9.



| Type (displacement) | | 4 | 6 | 8 | 11 | 14 | 17 | 19 | 22 | 25 |
|---------------------|---|--|-----------------|-----------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|------------------|
| Dimensions | A | 43.25 [1.703] | 45 [1.772] | 47 [1.850] | 49 [1.920] | 52 [2.047] | 54 [2.205] | 56 [2.205] | 59 [2.323] | 61 [2.402] |
| | B | 90 [3.543] | 93.5 [3.681] | 97.5 [3.839] | 101.5 [3.996] | 107.5 [4.232] | 111.5 [4.390] | 115.5 [4.547] | 121.5 [4.783] | 125.5 [4.941] |
| Inlet | C | 1 1/16 - 12UN - 2B 18 mm [0.709] deep | | | | | | | | |
| Outlet | c | 7/8 - 14UNF - 2B 16.7 mm [0.658] deep | | | | | | | | |

Tabla 9. Especificaciones roscas de la toma de succión y descarga para bombas Sauer Danfoss grupo 2

CI06

3.7.1.2. Diseño del soporte base en un software CAM

Con las medidas registradas en el numeral anterior, se procede a realizar un diseño en Solidworks del soporte base, el cual se muestra a continuación.

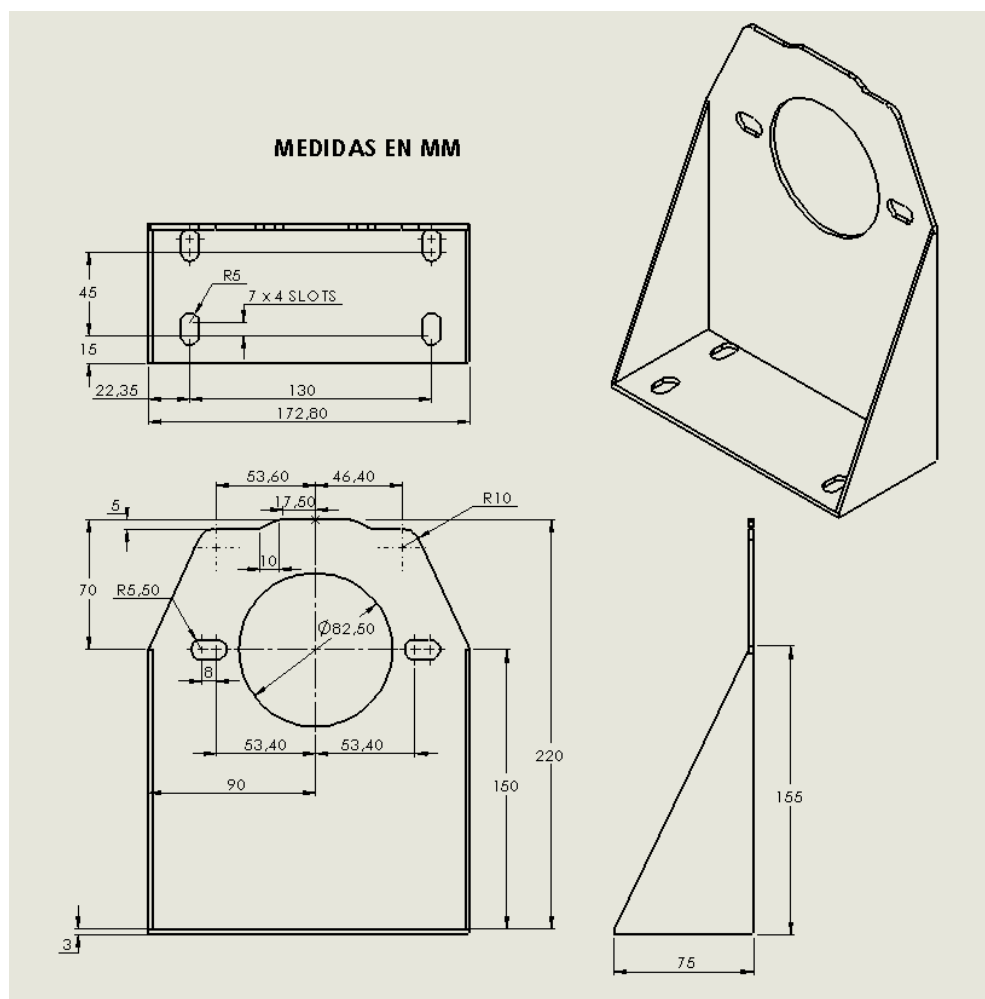


Figura 9. Plano soporte bomba de engranajes

3.7.1.3. Selección del acople flexible con espaciador

Para la selección del acople requerido según las condiciones del montaje; se consultaron los catálogos de diferentes fabricantes de acoples como lo son Rexnord y SKF. Además se realizaron consultas con el personal del almacén Casa Sueca S.A sede Pereira.

Con base en la información de los fabricantes y las recomendaciones proporcionadas, se determinó que los productos más adecuados para las condiciones de montaje eran los acoples con espaciador Omega Rex.

Para la selección del acople se siguió el procedimiento recomendado por el fabricante [10], cuyo paso a paso se muestra a continuación

1. Calcular la relación HP/100 rpm

La potencia del motor a utilizar es de 2 hp

$$\frac{HP}{100 \text{ rpm}} = \frac{2 \text{ HP}}{100 \text{ rpm}} = 0,02$$

2. Determinar el factor de servicio (f_s)

El factor de servicio se determina a partir de la tabla proporcionada por el fabricante (Rexnord) en la página 15 de [10], el cual tiene un valor de 2.0 para bombas rotativas (engranajes, lóbulos y paletas).

$$f_s = 2.0$$

3. Obtener el equivalente de HP/100 rpm

Este valor se obtiene al multiplicar la relación obtenida en el paso 1. Del presente numeral por el factor de servicio.

$$\begin{aligned} \left(\frac{HP}{100 \text{ rpm}} \right)_{equiv} &= \left(\frac{HP}{100 \text{ rpm}} \right) * f_s \\ \left(\frac{HP}{100 \text{ rpm}} \right)_{equiv} &= (0.02) * 2.0 = 0.04 \end{aligned}$$

4. Seleccionar el tamaño del acoplamiento

Se acuerdo a la tabla 1 del catálogo del fabricante [10]. con una capacidad igual o mayor a la calculada en la relación equivalente (paso 3). Para la cual se selecciona el tamaño ES2, el cual tiene una relación HP/100 pm equivalente de 0.30.

5. Verificar que la velocidad máxima de operación

Se debe verificar que la velocidad máxima permitida para el acople elegido no supere las rpm máximas de trabajo.

La velocidad máxima del acoplamiento seleccionado es de 7500 rpm. La cual es mayor a la velocidad máxima estimada en las condiciones de operación (3540 rpm).

De acuerdo con los parámetros determinados en el procedimiento anterior, se selecciona el acople Omega rex con espaciador N° E2R, cuyas características se listan a continuación.

| Barrenado recomendado [in] | HP/100 rpm | Torsión continua [lb*in] | RPM max | Dimensiones en pulgadas | | | | | | | Peso [lb] |
|----------------------------------|---------------|--------------------------------|------------|-------------------------|------|-----|-----|------|------|------|--------------|
| | | | | A | B | C | | D | F | | |
| | | | | | | min | max | | min | max | |
| 1.13 | 0.30 | 190 | 7500 | 3.50 | 0.94 | 3.5 | 4.0 | 1.85 | 5.75 | 5.75 | 2.3 |

Tabla 10. Información técnica acople con espaciador N° E2R. [10]

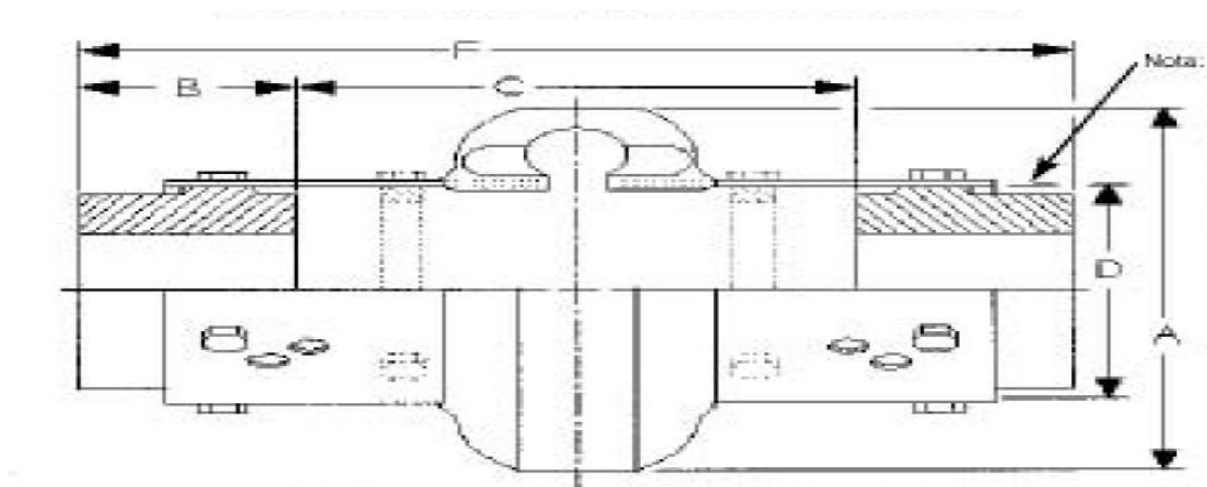


Figura 10. Dimensiones acoplamiento Omega-rexnord con espaciador [10]

3.7.2. Opción 2. Posicionar la bomba en el lugar donde se ubica el reductor de velocidades

Con esta opción, se deberán realizar las siguientes modificaciones al banco de pruebas:

- Remover el reductor de velocidades y la malla protectora del mismo.
- Remover el soporte del reductor de velocidades.

- Cambiar la posición del soporte de la válvula de regulación, considerando la diferencia de alturas de las posiciones de las bombas.

Además, es necesario implementar las siguientes medidas

- Fabricación de un soporte para la bomba de engranajes, utilizando los orificios de fijación del reductor de velocidades para fijar la bomba de engranajes implementada al banco de pruebas.
- Implementación de un acople entre la bomba de engranajes y el motor. Considerando que el espacio entre los ejes de la bomba y el motor es menor que en la opción anterior, no se requiere un acople con espaciador. Se implementará un acople estándar.

3.7.2.1. Fabricación de un soporte para la bomba de engranajes

Para la fabricación del soporte de la bomba se utilizó la metodología enunciada en el numeral 3.7.1.1 y 3.7.1.2. Determinando que el diseño del soporte es el mostrado en la figura 9.

3.7.3. Determinación de la mejor opción de acoplamiento

De acuerdo a los argumentos mostrados en las opciones de acoplamiento de la bomba de engranajes al motor eléctrico (secciones 3.7.1 y 3.7.2), se determinó que la opción más viable es instalar la bomba de engranajes en el lugar donde se encuentra ubicado el reductor de velocidades (Opción 2). El acoplamiento de la bomba de engranajes con el motor se realizó mediante un acople estándar con mordaza, el cual fue comprado al almacén Casa Sueca S.A sede Pereira. Quienes brindaron asesoría durante todo el proceso de elección del acople.

A continuación se muestran las razones por las cuales se determinó que la segunda opción (sección 3.7.2) es la mejor manera de acoplar los dos dispositivos.

1. La distancia horizontal (luz) entre los ejes del motor basculante y la bomba de engranajes es menor; por esta razón, la alineación entre los ejes de la bomba y el motor se puede controlar más eficientemente.
2. El acople estándar de mordaza implementado es más económico que un acople con espaciador como el mostrado en la sección 7.3.1; además, su instalación y montaje es más simple ya que se compone de una menor cantidad de piezas removibles.

3. Realizar el acoplamiento con un acople estándar de mordaza conlleva a un menor número de modificaciones en el banco de pruebas, ya que las modificaciones requeridas al banco serían retirar el reductor de velocidades con su respectiva protección y en su lugar posicionar la bomba de engranajes con su respectivo soporte utilizando los mismos agujeros de fijación del reductor, modificar el soporte de la válvula reguladora de caudal para que se ajuste a las nuevas condiciones del montaje. Además, no se requiere retirar la bomba de paletas deslizantes previamente instalada en el banco; lo anterior facilitará el recambio de los dispositivos del banco de pruebas cuando se desee realizar pruebas con cualquiera de las dos bombas, y evita el transporte y manipulación de la bomba de paletas deslizantes.

3.8. Modificaciones al banco de pruebas.

Una vez determinado el método de acoplamiento entre el motor basculante y la bomba de engranajes; se realizaron las siguientes modificaciones al banco de pruebas:

- Remoción del reductor de velocidades y posicionamiento de la bomba de engranajes en su lugar. Fue necesario fabricar el soporte correspondiente para la misma; las perforaciones de fijación del soporte al banco se realizaron, de tal forma que coincidieran con los orificios donde se encontraba fijado el reductor de velocidad; de esta manera, se evitó realizar perforaciones adicionales a la estructura, lo cual comprometía su estética.
- Fabricación de un juego de soportes para el apoyo de la tubería y accesorios de descarga de la bomba de engranajes; Para evitar el intercambio de los soportes cuando se deseara utilizar la bomba de paletas deslizantes, este juego de soportes se diseñó de tal manera que fuera posible ajustar su altura según las condiciones de cada una de las bombas.
- Reposicionamiento del flujómetro instalado en el banco; ya que la nueva configuración de tubería y accesorios generaba interferencia con soporte del flujómetro.
- Reemplazo del aditamento conectado al filtro sumergido en el depósito de aceite, considerando el incremento del diámetro de la tubería de succión.

3.8.1. Remoción del reductor de velocidades y posicionamiento de la bomba de engranajes en su lugar.

El reductor de engranajes se encontraba posicionado según se muestra en la imagen 1 en la sección 3.1. “Descripción del banco de pruebas”. Éste fue retirado del banco de pruebas y desacoplado del motor eléctrico y de la bomba de paletas al retirar los tornillos de fijación del soporte del reductor y retirando los acoples con mordaza mediante los cuales se conectaba al motor y a la bomba de paletas deslizantes. El posicionamiento de la bomba de engranajes se muestra a continuación.

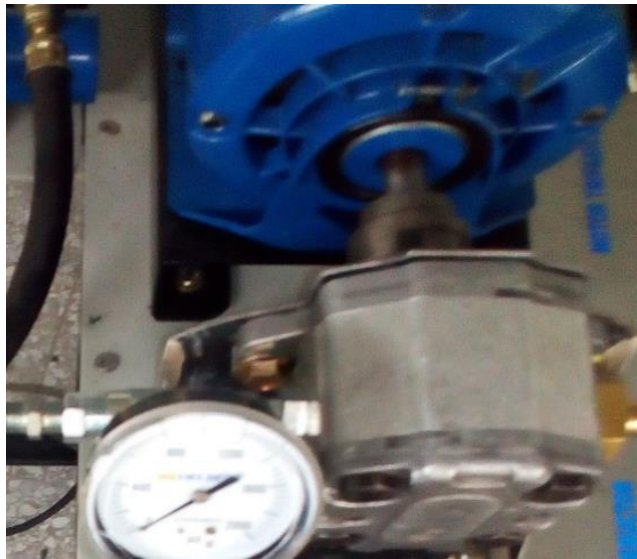


Imagen 17. Posicionamiento bomba de engranajes externos, acoplado mediante acople flexible con mordaza

3.8.2. Fabricación de juegos de soportes para los accesorios y conductos

Considerando que la porción de tubería o arreglo de accesorios por donde circularía el aceite estaría sin los puntos de apoyo necesarios para evitar esfuerzos en las roscas de los accesorios, y maximizando el efecto de las vibraciones generadas por el funcionamiento del banco, lo que afectaría los instrumentos instalados en el banco y el desarrollo de la práctica. Se fabricó un juego de soportes en acero galvanizado de 1.5 mm de espesor, lo cuales proporcionan puntos de apoyo al ensamble de accesorios por donde circulará el aceite desde la bomba descarga de la bomba de engranajes hasta la válvula direccional.

Teniendo en cuenta que los soportes a diseñar debían ser aplicables a los montajes de ambas bombas (paletas deslizantes y engranajes) instaladas en el banco de pruebas. Se diseñaron y manufacturaron los soportes mostrados a continuación:

- Un soporte situado en la descarga de la bomba de engranajes, el cual se removerá junto con la bomba para ubicar el reductor de velocidades en el lugar que se encontraba originalmente cuando se desee utilizar la bomba de paletas deslizantes.

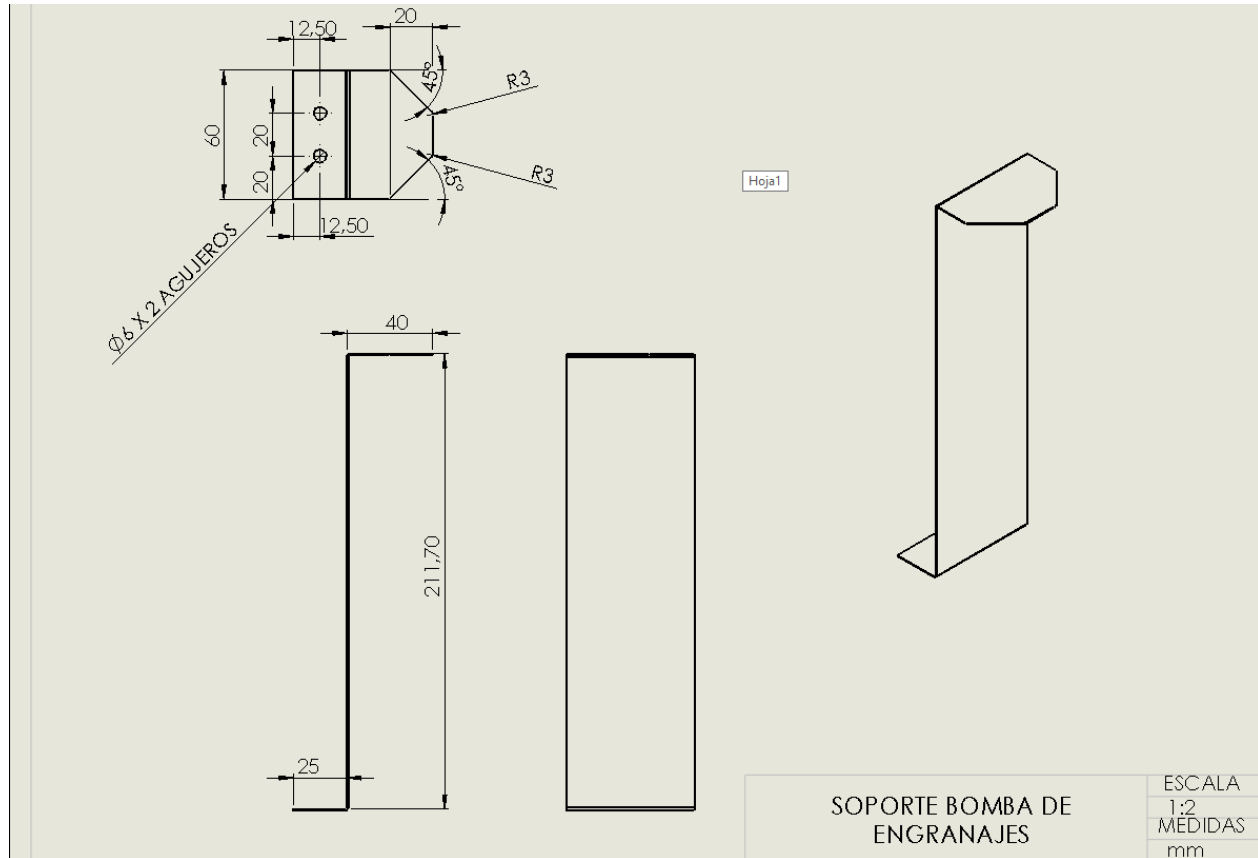


Figura 11. Plano soporte situado a la descarga de la bomba de engranajes

- Un juego de dos soportes distribuidos en dos posiciones sobre la línea de acción proyectada del eje de la brida de descarga de la bomba de paletas; se definió esta posición para el montaje de los soportes considerando que la configuración de los accesorios a utilizar coincidirá con la línea de descarga de la bomba de paletas deslizantes, incluyendo la tubería proveniente de la bomba de engranajes. El juego de soportes se manufacturó de tal manera que su altura fuera ajustable, ya que con esta configuración no se requiere desmontar los soportes cuando se desee intercambiar entre los montajes de las diferentes bombas.

Los soportes se manufacturaron a partir de 2 láminas dobladas en “L” que se acoplan entre sí mediante una unión tuerca y tornillo. Tal como se muestra a continuación.



Imagen 18. Filtros de aceite instalados en el banco

El filtro de malla que se encuentra sumergido en el aceite hidráulico (derecha) consta de un tubo de cobre soldado a platinas de acero circulares a las cuales se fija el filtro mediante pernos. El diámetro interno del tubo es de $\frac{1}{2}$ pulgada, lo que considerando que los aditamentos ubicados en la descarga de la bomba de paletas son de $\frac{3}{8}$ de pulgada de diámetro es una medida adecuada, ya que en una instalación hidráulica se busca que el diámetro de succión sea ligeramente mayor al diámetro de descarga. Además, un importante porcentaje de las bombas son construidas bajo esta premisa. Tal como se evidencia en la bomba de engranajes a utilizar (ver figura 8. “*Dimensiones de bomba de engranajes*” y tabla 9 “*especificaciones roscas de succión y descarga para bombas Sauer Danfoss grupo 2 CI06*”).

Considerando que el diámetro de succión de la bomba de engranajes es de $1\frac{1}{16}$ pulgadas, con la tubería de aspiración que se encuentra instalada para la bomba de paletas se presenta una reducción de $\frac{9}{16}$ pulgadas en la línea de aspiración de la bomba. Lo cual se considera como una reducción excesiva (53% aprox), la situación anterior puede afectar el funcionamiento de la bomba al no garantizar un llenado completo de la cámara de bombeo al interior de la bomba cuando esta se encuentre en funcionamiento. Además, se desea conservar el diámetro de los aditamentos de la descarga para no afectar el funcionamiento de la bomba de paletas deslizantes. Se decide manufacturar un dispositivo similar al que se encuentra acoplado al filtro de malla con una diámetro

interno de $\frac{3}{4}$ " lo que significa una reducción de $\frac{5}{16}$ " en la succión (30%). Este dispositivo se muestra a continuación.



Imagen 19. Tubo de aspiración sumergible en depósito

3.8.4. Banco de pruebas modificado

Una vez determinadas las medidas, adiciones y reconstrucciones que se deben realizar en el banco de pruebas para garantizar el óptimo funcionamiento de la bomba de engranajes, y a su vez no afecte en funcionamiento de la bomba de paletas deslizantes; se procede a la fabricación de los soportes para la bomba de engranajes, la tubería y la celda de carga

Para la instalación de los aditamentos al banco de pruebas se realizaron perforaciones en la estructura del mismo y se realizó la fijación por medio de tornillos.

A continuación se muestran las imágenes del banco de pruebas previo y posterior a las modificaciones realizadas.



Imagen 20. Banco de pruebas previo a las modificaciones [6]

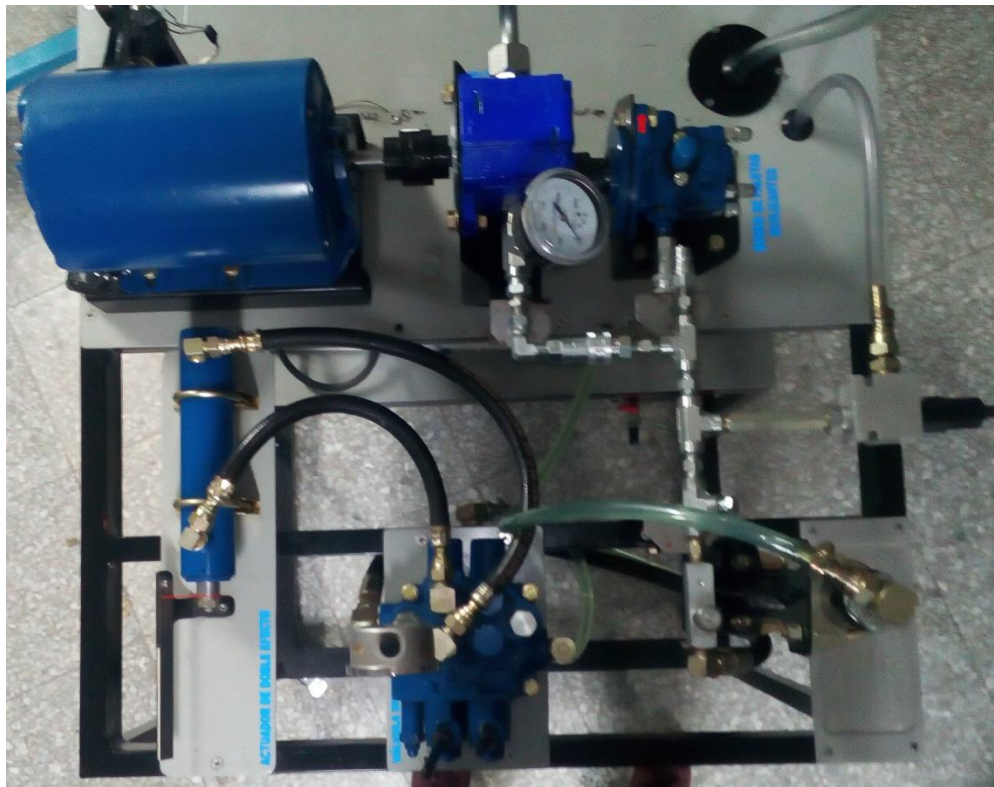


Imagen 21. Vista superior banco de pruebas modificado

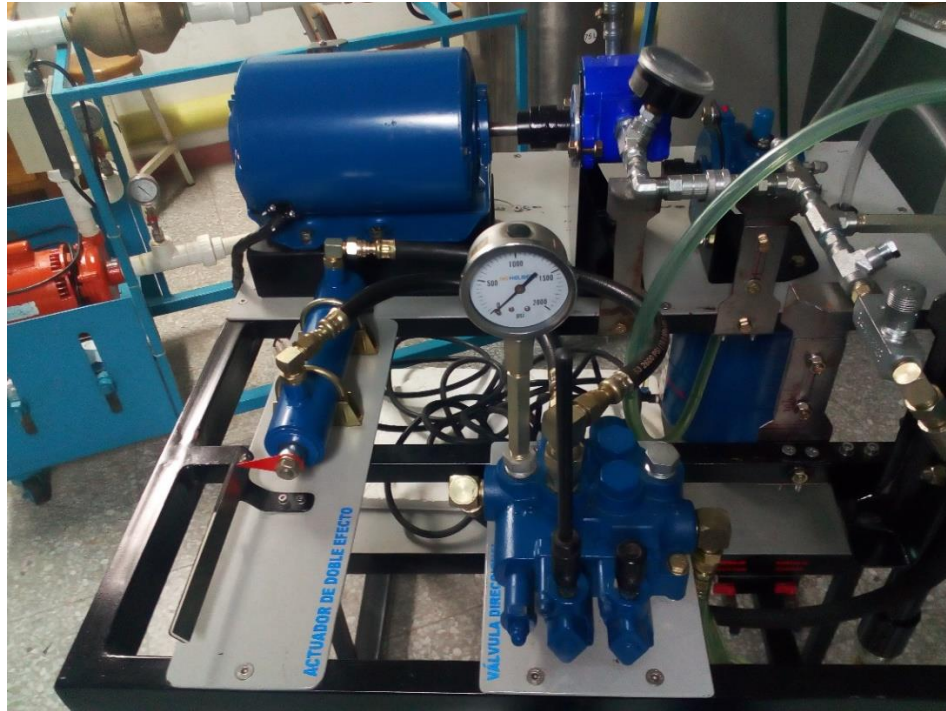


Imagen 22. Banco de pruebas con modificaciones instaladas

3.9. Diagrama hidráulico del banco de pruebas

El esquema hidráulico de los dos montajes a realizar en el banco de pruebas se muestra a continuación.

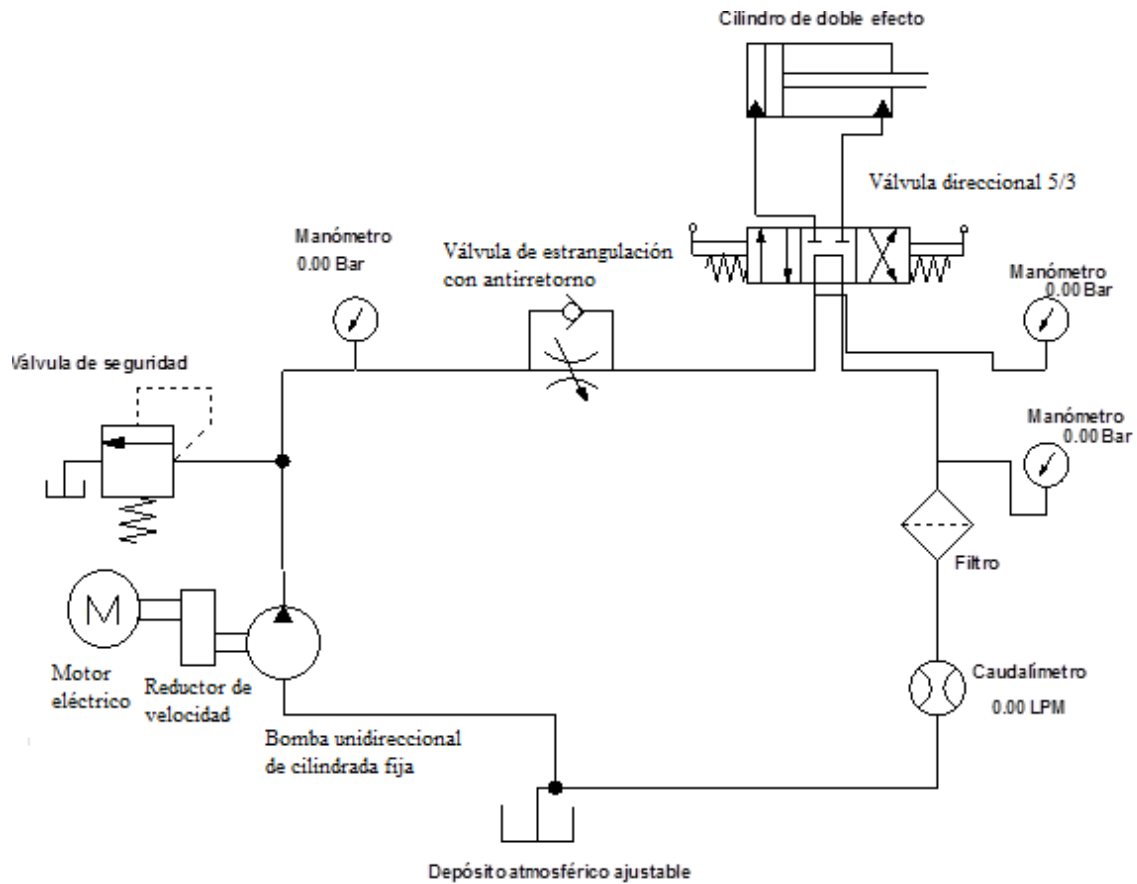


Figura 13. Diagrama hidráulico montaje bomba de paletas deslizantes

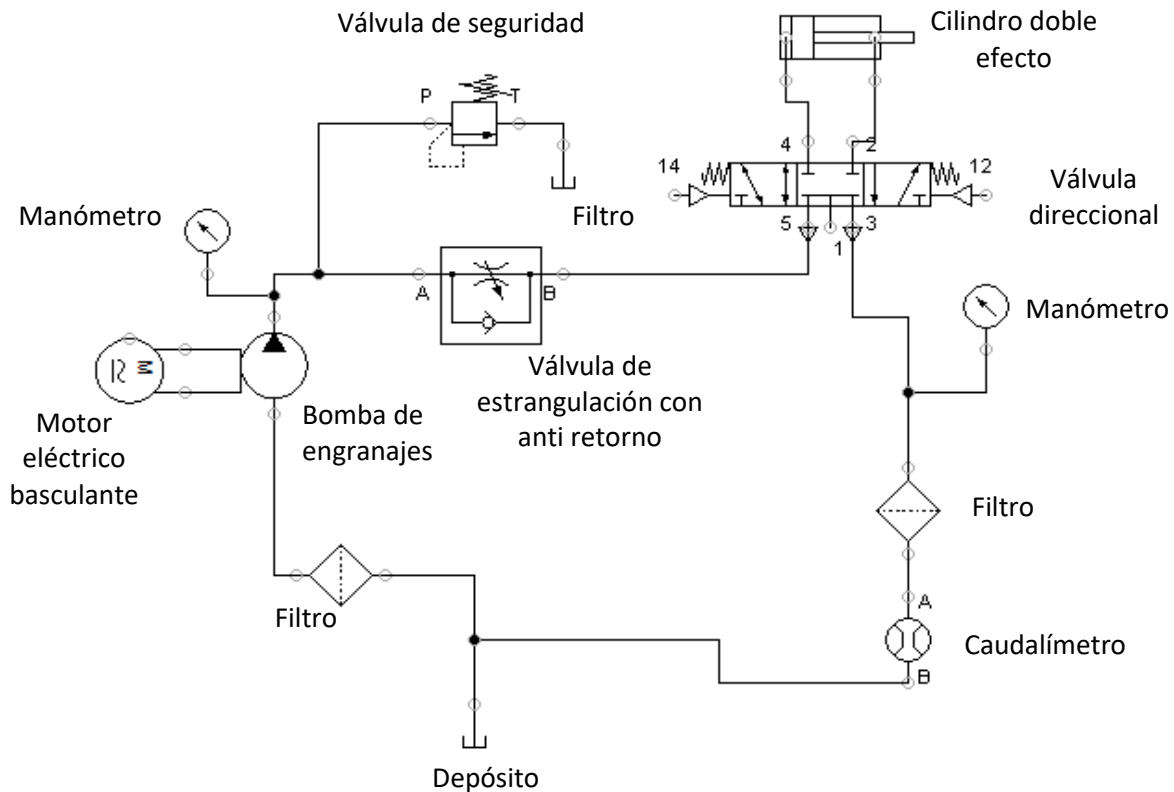


Figura 14. Diagrama hidráulico montaje bomba de engranajes

3.10. Realización de pruebas

Para realizar la caracterización de la bomba de engranajes se realizaron pruebas en dos etapas. La primera etapa consiste en reproducir la metodología presentada por el fabricante buscando replicar las curvas calculadas en el numeral 3.6.3; la segunda etapa consiste en realizar la metodología de la caracterización de una bomba de desplazamiento positivo rotativa.

Para reproducir las curvas del fabricante la bomba de engranajes se puso en operación partiendo desde una velocidad de giro de 600 rpm (mínima velocidad de giro recomendada para el tipo de bomba [9]) y se realizaron incrementos de la velocidad de giro de 150 rpm hasta alcanzar una velocidad de giro de 2800 rpm, mientras se mantiene la presión del sistema en un valor constante.

Para cada valor de velocidad de giro, la cual se registró mediante una tacómetro óptico se registraron las medidas de caudal usando el Flujómetro y la fuerza ejercida por el motor basculante sobre la celda de carga instalada en el banco de pruebas. Para reproducir de la mejor manera las

curvas del fabricante, la presión a la descarga de la bomba debe mantenerse constante, lo anterior se verifica mediante un manómetro tipo Bourdon y se regula el valor de la presión mediante la válvula reguladora del banco.

A partir de las variables medidas se realizaron los siguientes cálculos para determinar la realización de las curvas de operación de la bomba.

Potencia de accionamiento

La potencia requerida por la bomba para su accionamiento proviene del motor eléctrico basculante. Ésta se puede determinar a partir de variables eléctricas realizando mediciones de intensidad de corriente, diferencia de potencial y teniendo en cuenta el factor de potencia para un motor trifásico mediante la expresión

$$Pot = \sqrt{3} \cdot V_L \cdot I_L \cdot \cos\varphi [W]$$

Donde:

- V_L , es la diferencia de potencial medida en volts [V] que se registra en la línea
- I_L , es la intensidad de corriente medida en el conductor, la cual se mide en Ampers [A]
- $\cos\varphi$, es el factor de potencia del motor.

Ya que la velocidad del motor es graduada mediante el variador de frecuencia, las mediciones eléctricas se ven afectadas por este dispositivo, por lo que no son confiables y se requiere de otro método para la determinación de la potencia.

También es posible determinar la potencia requerida por la bomba mediante variables físicas, por esta razón, el motor eléctrico basculante posee un brazo acoplado a su carcasa que ejerce presión sobre una celda de carga. Con los dispositivos mencionados y, haciendo uso de un tacómetro digital se registran la fuerza ejercida por el motor sobre la celda de carga y la velocidad de giro del eje del mismo.

Con las variables anteriores se puede determinar el torque generado en el motor mediante la definición básica del torque, el cual es el resultado de producto cruz entre los vectores fuerza (\vec{F}) y posición (\vec{r}) respecto a un punto de análisis.

$$\vec{T} = \vec{r} \times \vec{F}$$

Teniendo en cuenta que la expresión anterior se puede expresar en magnitudes cuando las líneas de acción de los vectores fuerza y posición son perpendiculares entre sí. En el banco de pruebas se realiza el montaje de manera que la fuerza sea ejercida verticalmente y el brazo acoplado al motor es completamente horizontal; entonces, el torque generado en el motor se puede determinar de la siguiente manera.

$$T = F \cdot d$$

Dónde:

- T , es el torque generado por el motor medido en N·m
- F , es la fuerza ejercida sobre la celda de carga la cual es visualizada mediante un visor conectado a la celda. Este valor se registra en kgf, por lo que es necesario convertirla a unidades del sistema internacional Newtons (N)
- d , es la distancia medida desde el centro del eje del motor hasta el punto de aplicación sobre la celda de carga. Esta distancia es de 160 mm (0.16 m).

Una vez que se ha determinado el torque del motor, la potencia comunicada a la bomba se puede calcular al multiplicar el torque por la velocidad de giro del motor así:

$$Pot = T \cdot \omega$$

Donde ω , es la velocidad de giro del motor registrada en radianes por segundo (rad/s).

Potencia útil o potencia hidráulica

La potencia útil es la potencia que el dispositivo (bomba) le comunica el fluido (aceite) y se puede determinar a partir de la siguiente expresión

$$Pot_{\text{útil}} = P \cdot Q [W]$$

Dónde:

- $Pot_{\acute{u}til}$, es la potencia comunicada al fluido, expresada en Watts
- P , Es la presión registrada por el manómetro Bourdon ubicado en la descarga de la bomba de engranajes.
- Q , es el caudal trasegado por la bomba, el cual es registrado por el flujómetro ubicado en el banco de pruebas.

Eficiencia

Para la determinación de la eficiencia de operación de la bomba, se parte del concepto básico de eficiencia para cualquier máquina. La cual se define como el cociente entre la variable de entrega de la máquina y la variable de consumo.

$$\eta = \frac{Obtención}{Gasto}$$

Para el caso de una bomba de engranajes, lo que se obtiene de la máquina es la potencia útil que se le comunica al fluido y el gasto es constituido por la potencia que consume el motor para accionar la bomba. Entonces

$$\eta = \frac{Pot_{\acute{u}til}}{Pot_{acc}}$$

Con los valores expresados anteriormente (Potencia útil, potencia de accionamiento y eficiencia) y con los valores registrados de caudal y presión es posible construir las curvas características de la bomba de engranajes. Las cuales son:

- Caudal vs Presión de descarga para una velocidad de giro constante
- Potencia de accionamiento contra presión de descarga para una velocidad de giro constante.
- Eficiencia contra presión de descarga para una velocidad de giro constante.

Una vez se construyeron las curvas características de la bomba de engranajes utilizada; su comportamiento se compara con el comportamiento típico de las curvas características de una

bomba de desplazamiento positivo tipo rotativo [11], con el fin de determinar si la tendencia de las curvas obtenidas se asemeja con las proporcionadas por la teoría.

Posteriormente, se compararán las curvas obtenidas con las proporcionadas por el fabricante construyendo las siguientes curvas:

- Caudal contra velocidad de giro para una presión constante
- Potencia contra velocidad de giro para una presión constante.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. CARACTERIZACIÓN BOMBA DE ENGRANAJES

A partir de la metodología explicada en el numeral anterior de este documento, se obtienen los siguientes valores para realizar la caracterización de la bomba de engranajes a una velocidad de giro de 1750 y 2400 rpm.

Para la caracterización de la bomba de engranajes se construyen las siguientes curvas:

- Caudal vs Presión de descarga a velocidad de giro constante
- Potencia de accionamiento vs presión de descarga a velocidad de giro constante.
- Eficiencia vs presión de descarga a velocidad de giro constante.

Los datos experimentales promedio, calculados a partir de los datos experimentales obtenidos en las sesiones de prueba se muestran a continuación

| N [rpm] | 1755 | |
|--------------------|--------------------|--------------------|
| P [psi] | Q [lpm] | F [kgf] |
| 50 | 8,70 | 0,64 |
| 100 | 8,00 | 0,79 |
| 150 | 7,67 | 0,91 |
| 200 | 7,17 | 1,03 |
| 240 | 6,33 | 1,31 |
| 280 | 5,67 | 1,54 |
| 320 | 5,17 | 1,72 |
| 360 | 5,00 | 1,89 |
| 400 | 5,00 | 2,15 |

Tabla 11. Datos experimentales promedio de una bomba de engranajes operando a 1750 rpm

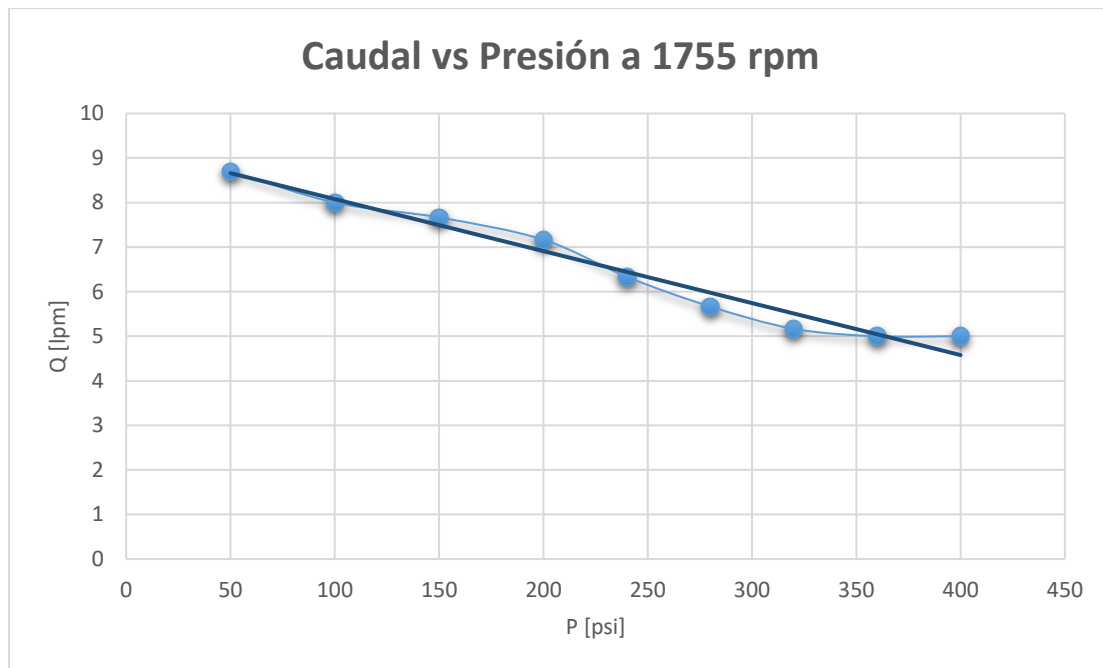
| N [rpm] | 2400 | |
|---------|---------|---------|
| P [psi] | Q [lpm] | F [kgf] |
| 50 | 11,00 | 0,81 |
| 100 | 10,50 | 0,83 |
| 150 | 10,00 | 0,97 |
| 200 | 9,75 | 1,14 |
| 240 | 9,00 | 1,31 |
| 280 | 8,50 | 1,48 |
| 320 | 8,00 | 1,65 |
| 360 | 7,25 | 1,84 |
| 400 | 6,50 | 2,05 |
| 440 | 5,75 | 2,19 |
| 480 | 5,25 | 2,38 |
| 520 | 5,00 | 2,67 |

Tabla 12. Datos experimentales promedio de una bomba de engranajes operando a 2400 rpm

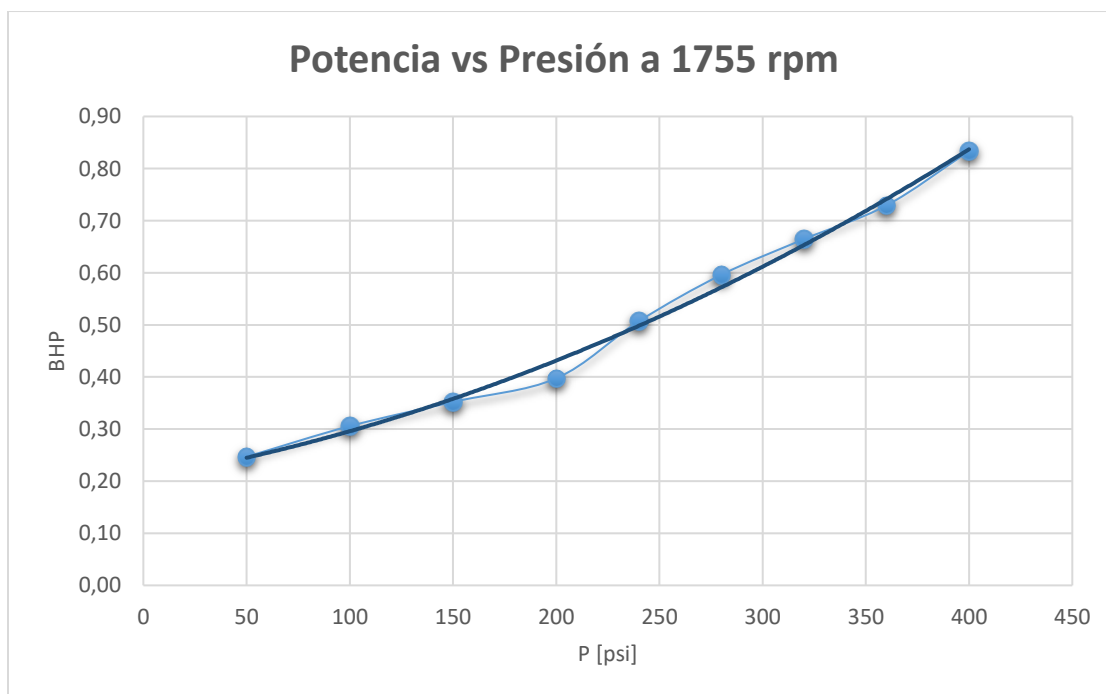
A partir de los datos experimentales, se realizaron los cálculos mencionados en el numeral 3.10 para determinar la potencia y eficiencia de la bomba. Obteniendo los siguientes resultados y curvas características de la bomba de engranajes.

| N [rpm] | | | 1755 | | |
|---------|---------|---------|------|--------------------------|-------|
| P [psi] | Q [lpm] | T [N·m] | BHP | Pot _{util} [HP] | η [%] |
| 50 | 8,70 | 1,00 | 0,25 | 0,07 | 27,15 |
| 100 | 8,00 | 1,24 | 0,31 | 0,12 | 40,32 |
| 150 | 7,67 | 1,43 | 0,35 | 0,18 | 50,32 |
| 200 | 7,17 | 1,61 | 0,40 | 0,22 | 55,57 |
| 240 | 6,33 | 2,06 | 0,51 | 0,23 | 46,20 |
| 280 | 5,67 | 2,42 | 0,60 | 0,24 | 41,01 |
| 320 | 5,17 | 2,70 | 0,66 | 0,25 | 38,33 |
| 360 | 5,00 | 2,96 | 0,73 | 0,28 | 38,02 |
| 400 | 5,00 | 3,38 | 0,83 | 0,31 | 36,97 |

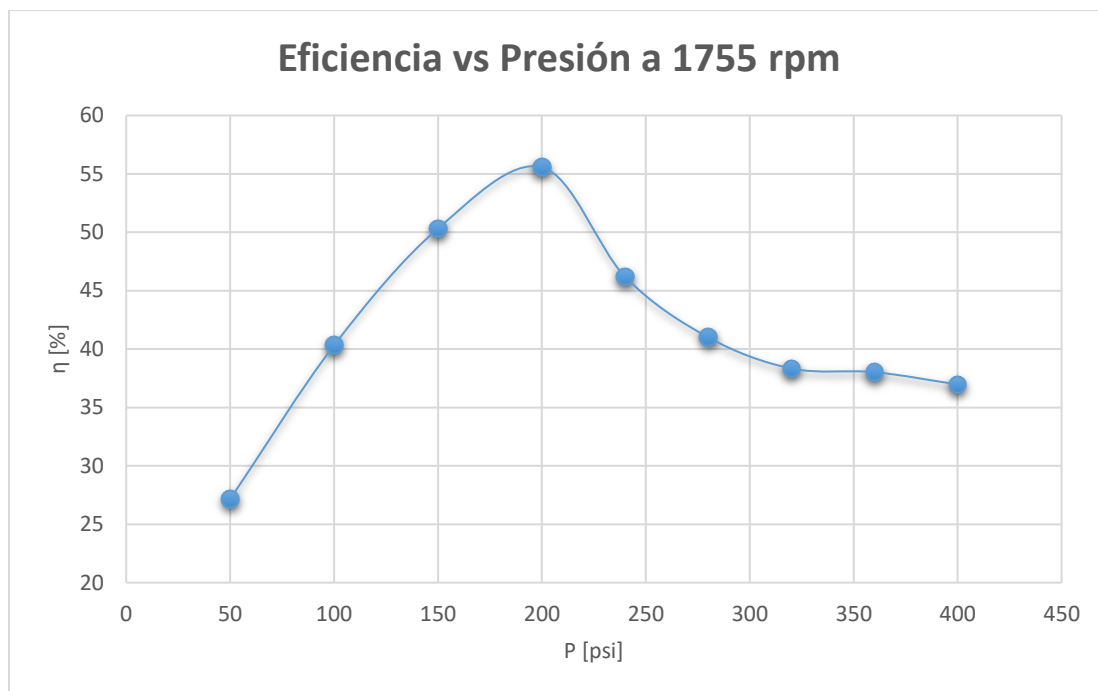
Tabla 13. Datos caracterización bomba de engranajes operando a 1755 rpm



Gráfica 5. Curva de caudal contra presión de descarga operando a 1755 rpm



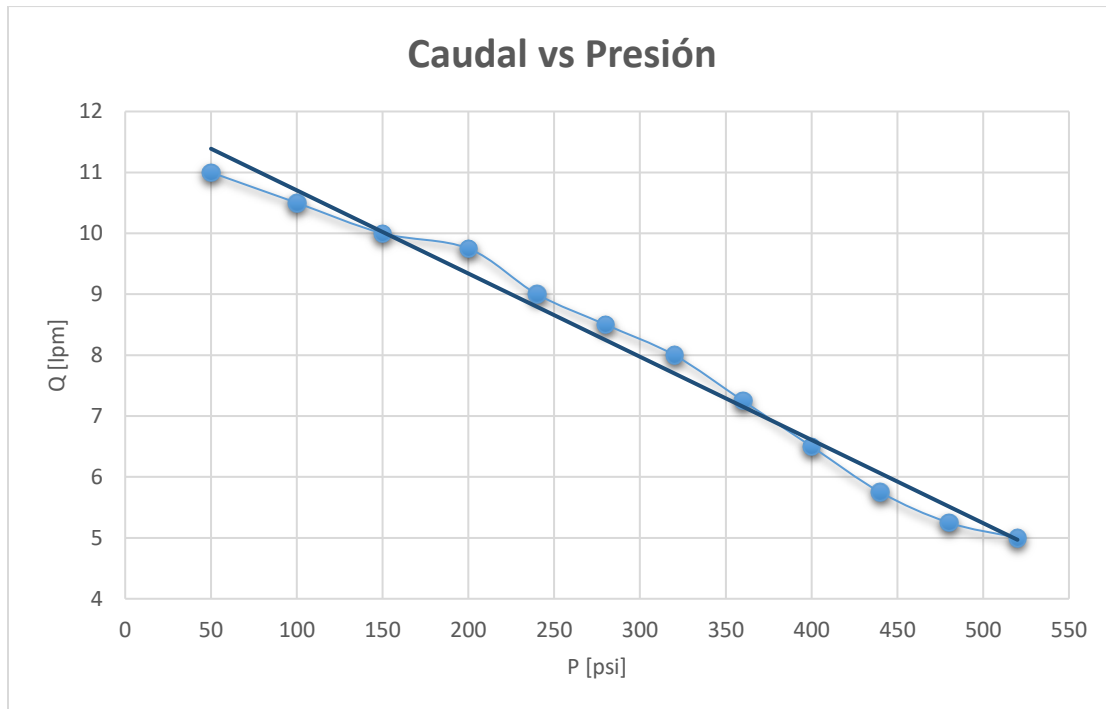
Gráfica 6. Curva de Potencia contra presión de descarga operando a 1755 rpm



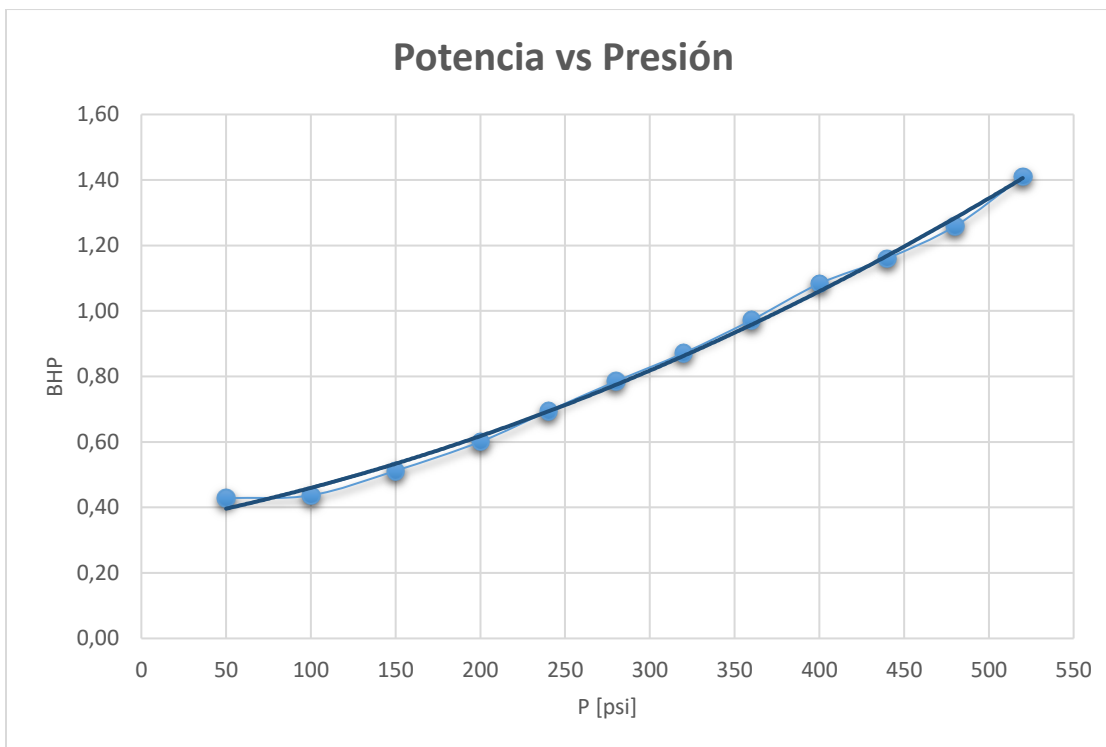
Gráfica 7. Curva de eficiencia contra presión de descarga operando a 1755 rpm

| N (rpm) | | | 2400 | | |
|---------|---------|---------|------|--------------------------|-------|
| P [psi] | Q [lpm] | T [N·m] | BHP | Pot _{util} [HP] | η [%] |
| 50 | 11 | 1,271 | 0,43 | 0,08 | 19,77 |
| 100 | 10,5 | 1,296 | 0,44 | 0,16 | 37,02 |
| 150 | 10 | 1,519 | 0,51 | 0,23 | 45,13 |
| 200 | 9,75 | 1,782 | 0,60 | 0,30 | 50,01 |
| 240 | 9 | 2,059 | 0,69 | 0,33 | 47,94 |
| 280 | 8,5 | 2,329 | 0,79 | 0,37 | 46,70 |
| 320 | 8 | 2,586 | 0,87 | 0,39 | 45,25 |
| 360 | 7,25 | 2,884 | 0,97 | 0,40 | 41,36 |
| 400 | 6,5 | 3,215 | 1,08 | 0,40 | 36,97 |
| 440 | 5,75 | 3,443 | 1,16 | 0,39 | 33,59 |
| 480 | 5,25 | 3,736 | 1,26 | 0,39 | 30,83 |
| 520 | 5 | 4,185 | 1,41 | 0,40 | 28,40 |

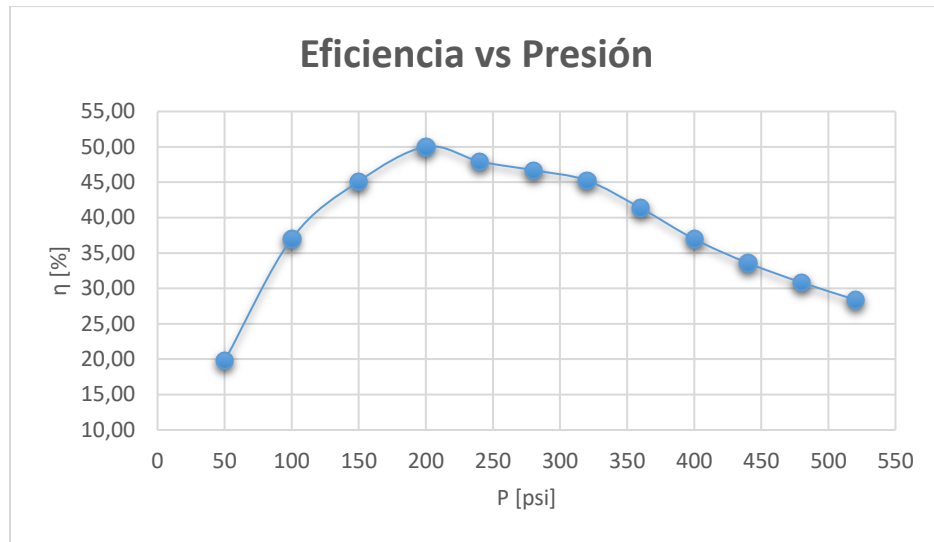
Tabla 14. Datos caracterización bomba de engranajes operando a 2400 rpm



Gráfica 8. Curva de caudal contra presión de descarga operando a 2400 rpm



Gráfica 6. Curva de Potencia contra presión de descarga operando a 2400 rpm



Gráfica 7. Curva de eficiencia contra presión de descarga operando a 2400 rpm

4.1.1. Validación comportamiento de las curvas características de la bomba de engranajes

Para determinar la validez del comportamiento de las curvas de caracterización obtenidas, estas curvas se compararon con el comportamiento de una curva característica típicas para una bomba de desplazamiento positivo de tipo rotativo. La cual se presenta a continuación

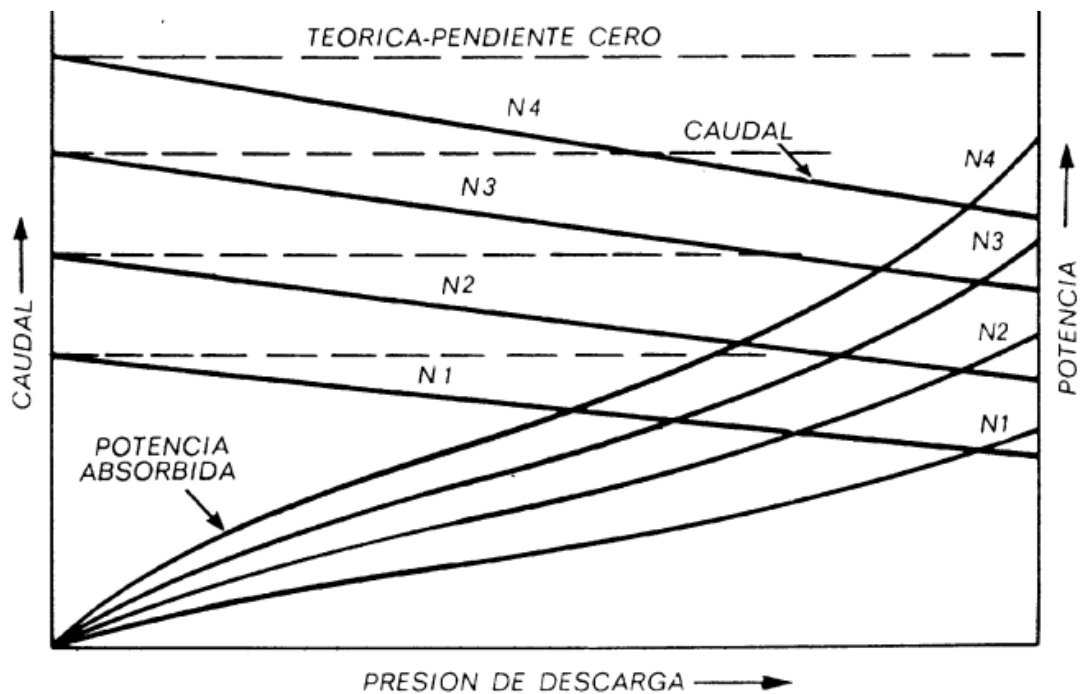


Figura 15. Curvas de desempeño para una bomba de desplazamiento positivo rotativa para diferentes velocidades de operación $N1 > N2 > N3 < N4$ [11]

Al comparar las gráficas 5 y 8, se observó que el comportamiento de los valores de caudal coinciden con las curvas de caudal proporcionadas en la figura 15, se evidenció la diferencia entre la curva teórica de pendiente cero y la curva real con pendiente negativa.

Comparando las gráficas 6 y 9 con las curvas de potencia proporcionadas en la figura 15. Se evidenció la similitud en el comportamiento de las curvas obtenidas a partir de datos experimentales y las proporcionadas por la teoría.

Debido a las dos comparaciones anteriores, se validó el comportamiento de los datos experimentales y se determina que son adecuados según el tipo de bomba instalada.

4.1.2. Comparación con las curvas características teóricas

Para la construcción de las curvas características teóricas de la bomba de engranajes, los cálculos se realizaron a partir de las expresiones proporcionadas por el fabricante, las cuales se muestran a continuación [9]:

$$Q = \frac{\eta_v \cdot D \cdot n}{1000} [lpm]$$

$$P = \frac{D \cdot n \cdot \Delta P}{396000 \cdot \eta_m} [hp]$$

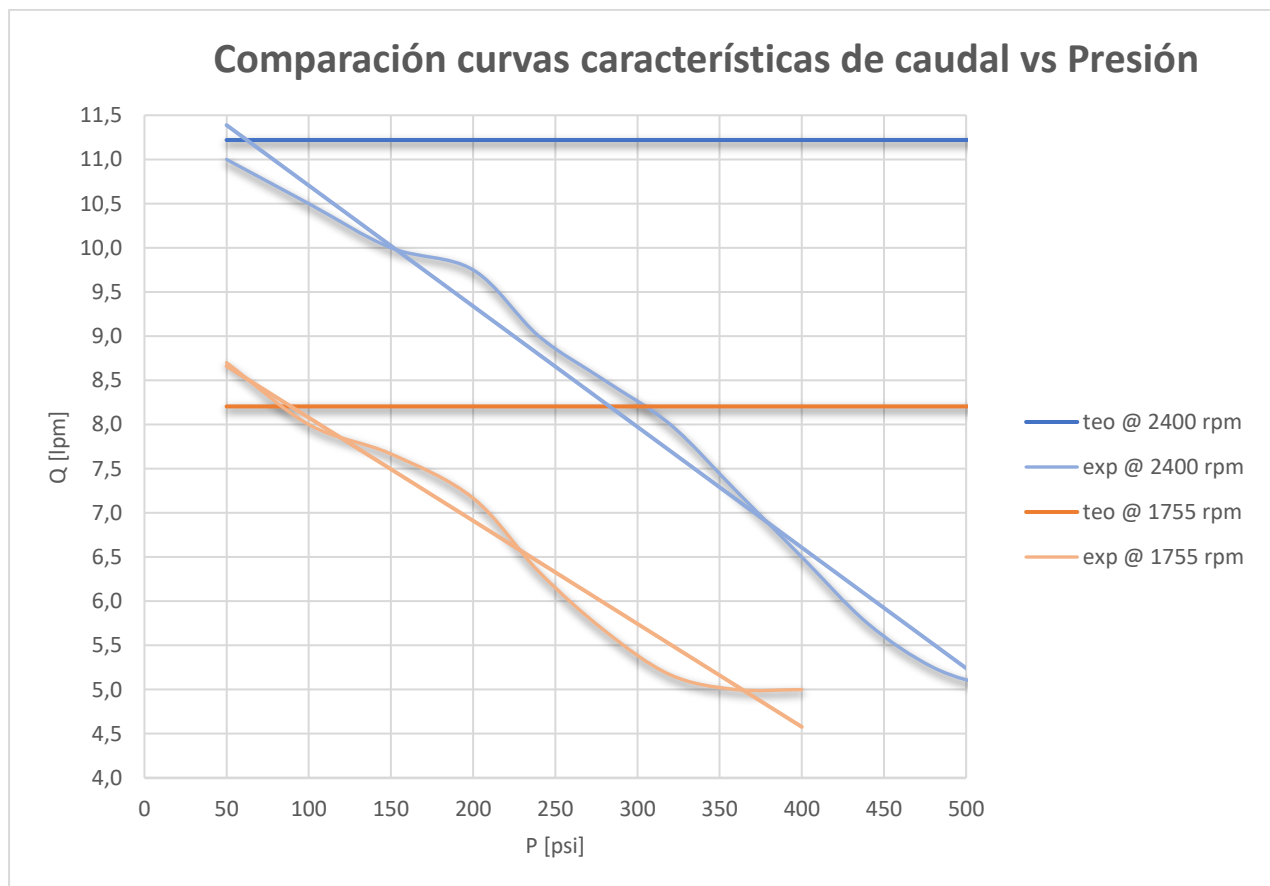
Se realizaron los cálculos para los valores de velocidad de giro a la cuales se construyeron las curvas características experimentales obteniendo los siguientes valores y gráficas.

| N [rpm] | | | 1755 | | |
|---------|---------|------|--------------------------|-------|--------|
| P [psi] | Q [lpm] | BHP | Pot _{util} [hp] | η [%] | %error |
| 50 | 8,20 | 0,09 | 0,06 | 74,33 | 190 |
| 100 | 8,20 | 0,17 | 0,13 | 74,33 | 80 |
| 150 | 8,20 | 0,26 | 0,19 | 74,33 | 38 |
| 200 | 8,20 | 0,34 | 0,25 | 74,33 | 17 |
| 240 | 8,20 | 0,41 | 0,30 | 74,33 | 24 |
| 280 | 8,20 | 0,48 | 0,35 | 74,33 | 25 |
| 320 | 8,20 | 0,54 | 0,40 | 74,33 | 22 |
| 360 | 8,20 | 0,61 | 0,46 | 74,33 | 19 |
| 400 | 8,20 | 0,68 | 0,51 | 74,33 | 23 |

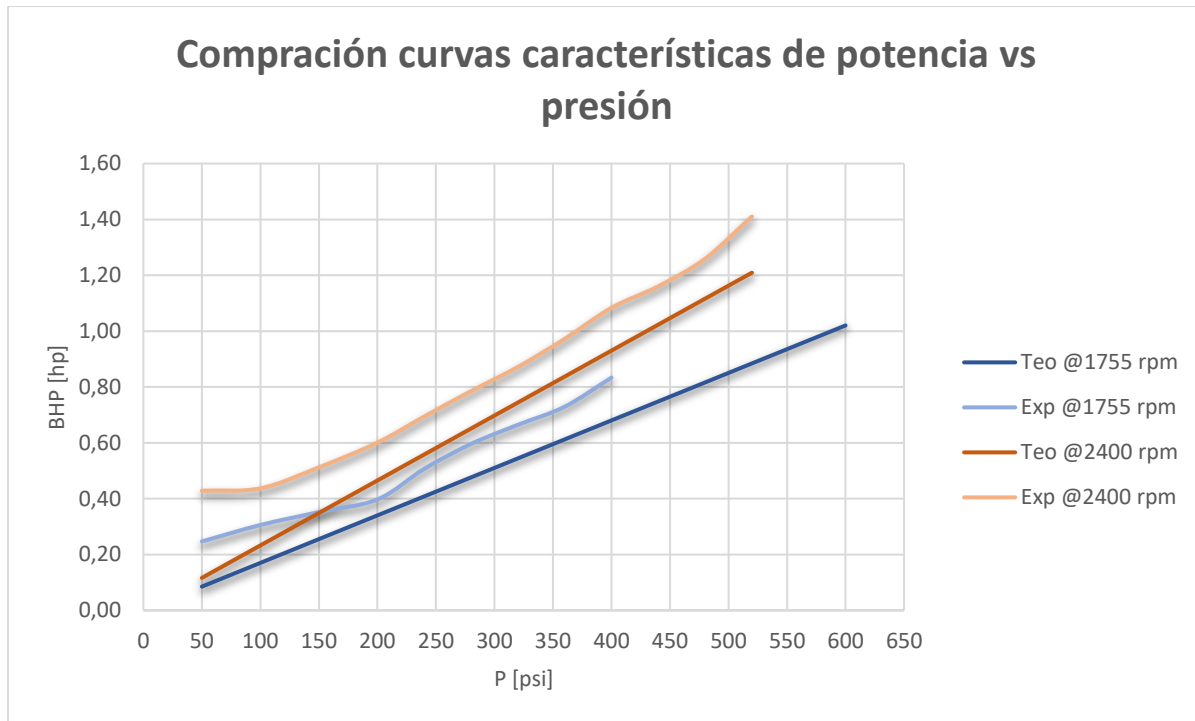
Tabla 15. Datos de caracterización teóricos de una bomba de engranajes externos Sauer Danfoss operando a 1755 rpm

| N [rpm] | | | 2400 | | |
|---------|---------|------|--------------------------|------------|--------|
| P [psi] | Q [lpm] | BHP | Pot _{util} [hp] | η [%] | %error |
| 50 | 11,22 | 0,12 | 0,09 | 74,33 | 269 |
| 100 | 11,22 | 0,23 | 0,17 | 74,33 | 88 |
| 150 | 11,22 | 0,35 | 0,26 | 74,33 | 47 |
| 200 | 11,22 | 0,47 | 0,35 | 74,33 | 29 |
| 240 | 11,22 | 0,56 | 0,41 | 74,33 | 24 |
| 280 | 11,22 | 0,65 | 0,48 | 74,33 | 21 |
| 320 | 11,22 | 0,74 | 0,55 | 74,33 | 17 |
| 360 | 11,22 | 0,84 | 0,62 | 74,33 | 16 |
| 400 | 11,22 | 0,93 | 0,69 | 74,33 | 16 |
| 440 | 11,22 | 1,02 | 0,76 | 74,33 | 13 |
| 480 | 11,22 | 1,12 | 0,83 | 74,33 | 13 |
| 520 | 11,22 | 1,21 | 0,90 | 74,33 | 17 |

Tabla 16. Datos de caracterización teóricos de una bomba de engranajes externos Sauer Danfoss operando a 2400 rpm



Gráfica 11. Comparación curvas de caudal contra presión de descarga teórica y experimental para una bomba de engranajes operando a 1755 rpm y 2400 rpm



Gráfica 12. Comparación curvas de potencia contra presión de descarga teórica y experimental para una bomba de engranajes operando a 1755 rpm y 2400 rpm

Con base en la gráfica 11, y en los valores consignados en las tablas 15 y 16, se confirma el comportamiento mostrado en la figura 15. Además, se presenta una variación en el valor máximo de caudal experimental con el valor teórico de 6,10% cuando la bomba opera a 1755 rpm y de 1,96% con la bomba operando a 2400 rpm. Por tal motivo, se validaron los datos de caudal proporcionados por la bomba.

Al analizar la gráfica 12, y los valores de las tablas 15 y 16, se evidenció que la bomba implementada tiene un consumo de potencia superior a las estimaciones teóricas realizadas a partir de las ecuaciones del fabricante. Sin embargo, este comportamiento era esperado considerando que la bomba de engranajes ya había sido utilizada previamente y se encontraba fuera de servicio, ya que el desgaste presente en la bomba provoca que la bomba tenga una mayor demanda de potencia que una bomba en perfectas condiciones (nueva) para desarrollar los caudales y presiones requeridas.

Se observa que a menor valor de presión de descarga, existe una variación muy elevada entre los valores de potencia experimentales y teóricos. Sin embargo esta variación decae a valores inferiores

al 30% según se muestra en la columna marcada como %*error*. Por lo que los valores de potencia obtenidos se encuentran en el rango esperado.

4.2. VALIDACIÓN CON LAS CURVAS DEL FABRICANTE

Para la validación de la operación de la bomba respecto a los parámetros definidos por el fabricante; se realizaron diferentes sesiones de toma de datos, los cuales se realizaron de la siguiente manera: Considerando que el fabricante presenta curvas de caudal y potencia contra velocidad de giro para líneas de presión constante (ver figuras 6 y 7), Se registraron los datos de operación de la bomba manteniendo un valor de presión constante por medio de la válvula de regulación. A continuación se presentan los datos promedio obtenidos a partir de las diferentes sesiones de toma de datos.

| P [psi] | | | 100 | |
|------------|------------|------------|------------|------|
| N [rpm] | Q [lpm] | F [kgf] | T [N·m] | BHP |
| 589 | 3,5 | 0,63 | 0,99 | 0,08 |
| 747,4 | 4,0 | 0,65 | 1,02 | 0,11 |
| 895,5 | 4,5 | 0,69 | 1,08 | 0,14 |
| 1061 | 5,5 | 0,72 | 1,12 | 0,17 |
| 1196 | 6,3 | 0,66 | 1,04 | 0,17 |
| 1358 | 6,5 | 0,73 | 1,14 | 0,22 |
| 1494 | 7,5 | 0,66 | 1,03 | 0,22 |
| 1656 | 8,0 | 0,75 | 1,17 | 0,27 |
| 1799 | 8,5 | 0,78 | 1,22 | 0,31 |
| 1949 | 9,0 | 0,80 | 1,25 | 0,34 |
| 2097 | 9,3 | 0,87 | 1,36 | 0,40 |
| 2248 | 10,0 | 0,85 | 1,34 | 0,42 |
| 2394 | 10,3 | 0,86 | 1,35 | 0,46 |
| 2545 | 10,5 | 0,92 | 1,44 | 0,52 |
| 2704 | 10,5 | 0,99 | 1,55 | 0,59 |
| 2850 | 11,0 | 1,06 | 1,67 | 0,67 |
| 2996 | 11,5 | 1,12 | 1,76 | 0,74 |
| 3152 | 12,0 | 1,20 | 1,88 | 0,83 |
| 3294 | 12,5 | 1,24 | 1,94 | 0,90 |

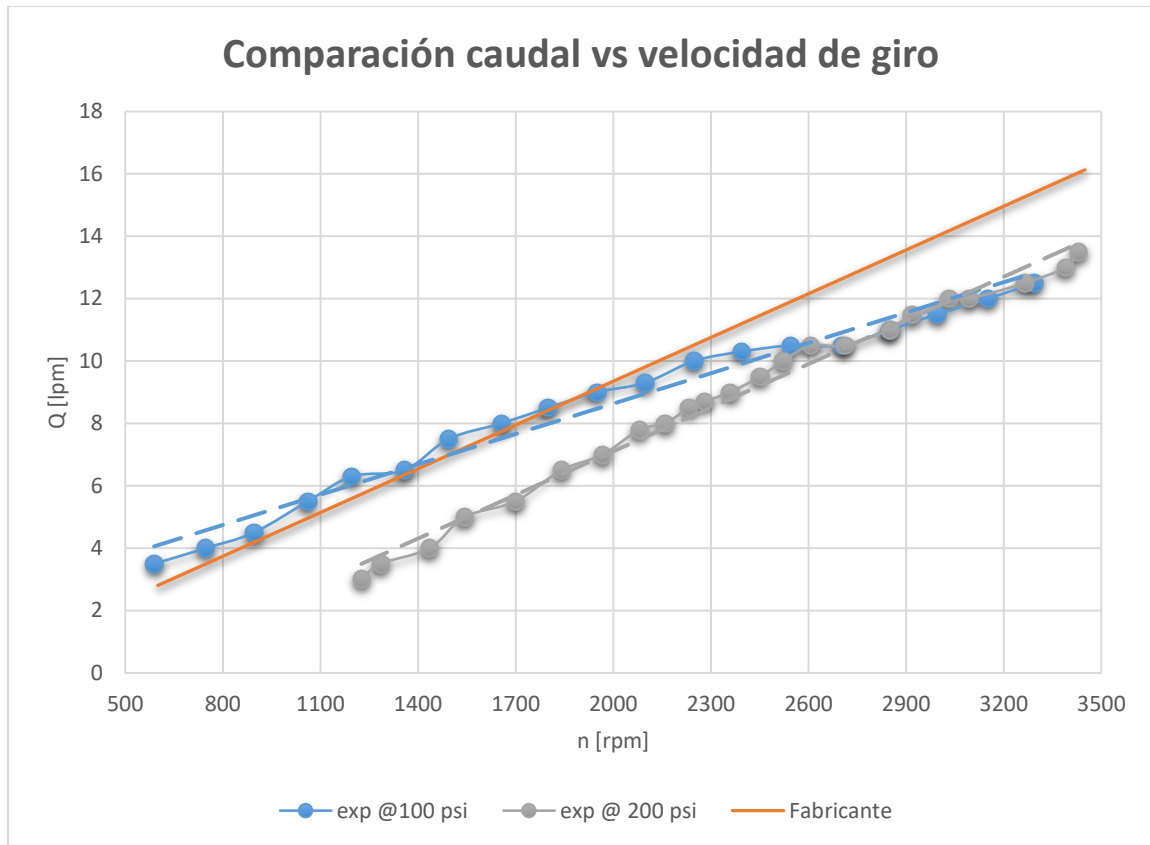
Tabla 17. Datos de operación de una bomba de engranajes a presión constante de 100 psi

| P [psi] | | | 200 | |
|------------|------------|------------|------------|------|
| N [rpm] | Q [lpm] | F [kgf] | T [N·m] | BHP |
| 1226 | 3,0 | 1,21 | 1,89 | 0,33 |
| 1285 | 3,5 | 1,20 | 1,88 | 0,34 |
| 1436 | 4,0 | 1,19 | 1,87 | 0,38 |
| 1543 | 5,0 | 1,20 | 1,88 | 0,41 |
| 1699 | 5,5 | 1,20 | 1,89 | 0,45 |
| 1841 | 6,5 | 1,21 | 1,90 | 0,49 |
| 1967 | 7,0 | 1,21 | 1,90 | 0,52 |
| 2081 | 7,8 | 1,22 | 1,91 | 0,56 |
| 2159 | 8,0 | 1,22 | 1,91 | 0,58 |
| 2233 | 8,5 | 1,20 | 1,88 | 0,59 |
| 2281 | 8,7 | 1,18 | 1,85 | 0,59 |
| 2359 | 9,0 | 1,19 | 1,87 | 0,62 |
| 2451 | 9,5 | 1,21 | 1,90 | 0,65 |
| 2522 | 10,0 | 1,26 | 1,97 | 0,70 |
| 2606 | 10,5 | 1,24 | 1,95 | 0,71 |
| 2711 | 10,5 | 1,28 | 2,01 | 0,77 |
| 2850 | 11,0 | 1,31 | 2,06 | 0,83 |
| 2918 | 11,5 | 1,29 | 2,02 | 0,83 |
| 3032 | 12,0 | 1,26 | 1,98 | 0,84 |
| 3093 | 12,0 | 1,28 | 2,02 | 0,88 |
| 3265 | 12,5 | 1,30 | 2,05 | 0,94 |
| 3390 | 13,0 | 1,33 | 2,09 | 1,00 |
| 3430 | 13,5 | 1,39 | 2,18 | 1,05 |

Tabla 18. Datos de operación de una bomba de engranajes a presión constante de 200 psi

4.2.1. Validación datos de caudal

Para validar los datos experimentales consignados en las tablas 17 y 18, estos se compararon con los datos de caudal proporcionados por el fabricante (ver gráfica 1). La gráfica 13 muestra las curvas de caudal contra velocidad de giro teórica y experimentales tomadas a 100 y 200 psi (tabla 17 y 18). Se debe tener en cuenta que caudal tiene una variación mínima respecto a la presión de descarga tal como lo muestran las figuras 6 y 7.



Gráfica 13. Comparación entre caudales obtenidos experimentalmente a valores de presión constante con los datos del fabricante

En base a la información de la gráfica 13. Las curvas experimentales construidas con un valores de presión contante a 100 y 200 psi, muestran que el aumento de la presión en el sistema si tiene una incidencia en el comportamiento del caudal a valores menores de velocidad de giro, desarrollando valores mayores de caudal a menor presión y nivelándose a medida que aumenta la velocidad de giro.

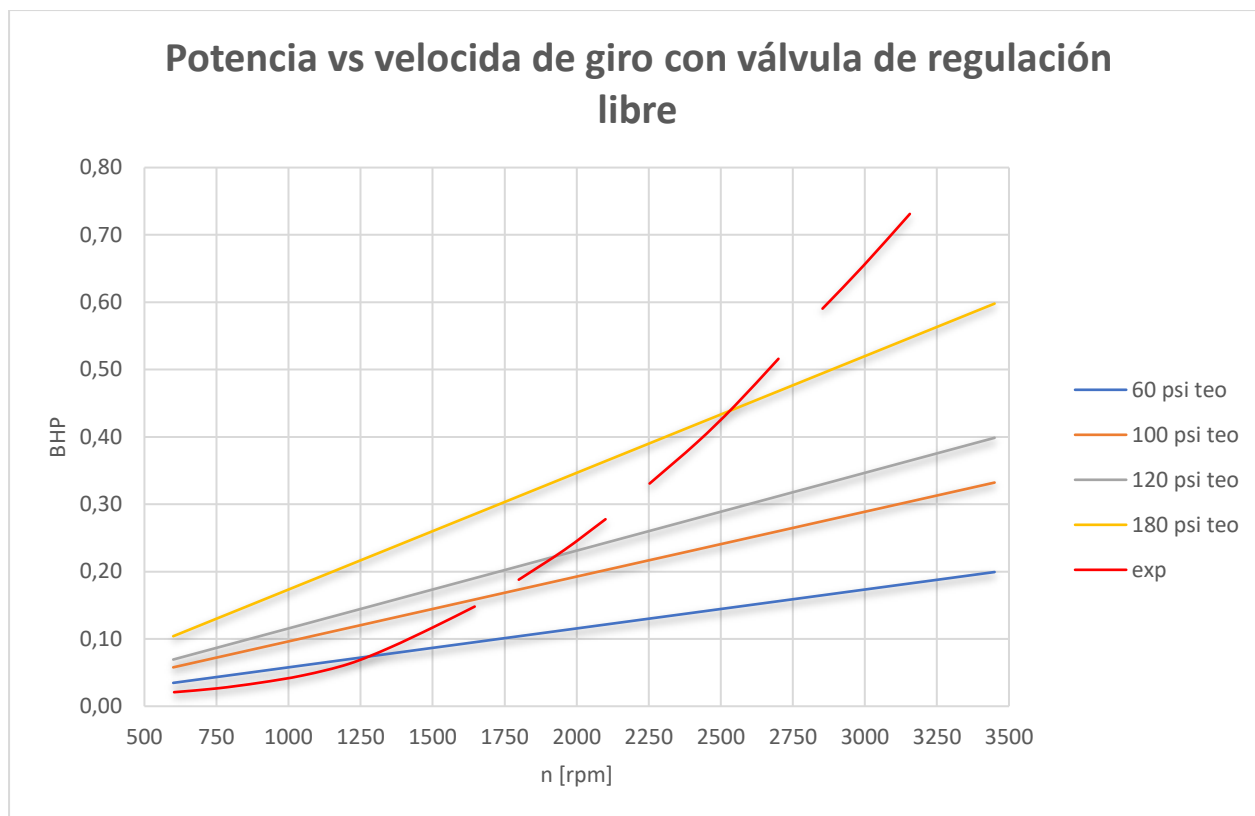
La gráfica 13 también muestra que a bajas velocidades de giro y presiones inferiores, se registraron valores de caudal por encima de lo estipulado por el fabricante y, a mayores valores de velocidad de giro, los valores de caudal entregado por la bomba de engranajes son menores a los pronosticados por el fabricante.

Respecto al comportamiento general, se esperaba que los valores de caudal obtenidos experimentalmente fueran menores que los valores obtenidos a partir de las ecuaciones del fabricante, lo anterior se puede atribuir a las siguientes razones:

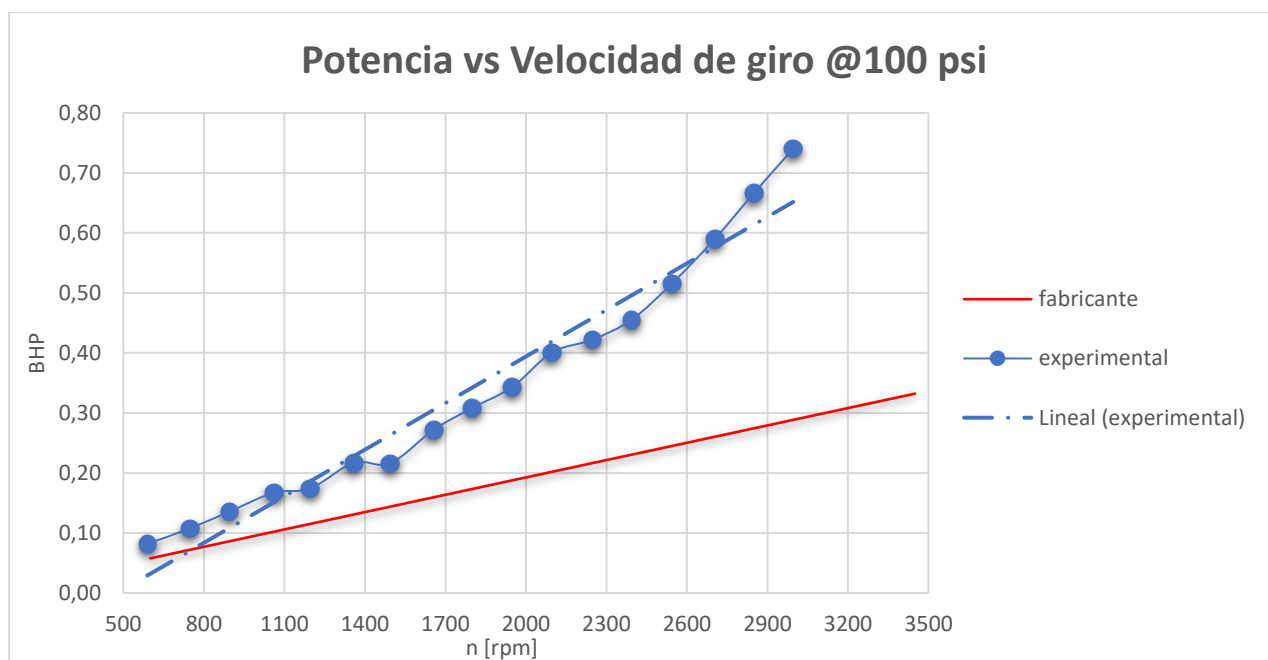
- La bomba utilizada es una bomba de segunda mano, se encontraba fuera de servicio y almacenada en condiciones cuestionables, además, se desconoce su uso anterior y la razón por la que fue sacada de servicio. Sin embargo, a la bomba se le realizó una inspección y restauración para garantizar que trabajará a las condiciones del montaje sin presentar fallas, se pronosticaba que su desempeño fuera menor al estipulado por el fabricante.
- Los diámetros de succión y descarga de la tubería de la bomba son $\frac{3}{4}$ " y $\frac{1}{2}$ " respectivamente. Estos diámetros comparados con los diámetros de las bridas de succión y descarga de la bomba son $1\frac{1}{16}$ " y $\frac{7}{8}$ ". Lo anterior evidencia una reducción en los diámetros de $\frac{5}{16}$ " ($\approx 8\text{ mm}$) en la succión y de $\frac{3}{8}$ " (9.52 mm) en la descarga. Esta reducción causa que a mayores velocidades de giro, la cámara de bombeo definida por los dientes de los engranajes y la carcasa de la bomba no se llene completamente, ocasionando una caída en el caudal. La selección de estos diámetros se realizó debido a que un diámetro mayor afectaría negativamente el montaje de la bomba de aspas deslizantes y, como se ha mencionado en los parámetros de diseño de este proyecto, la modificación del banco busca tener facilidad en el cambio de montaje entre la bomba de engranajes y la bomba de paletas deslizantes. Incrementar los diámetros mencionados incurriría en tener que realizar un montaje aparte para la bomba de paletas.
- El incremento en los valores de presión a medida que aumenta la velocidad de giro también se atribuye a la reducción en los diámetros mencionados en el enunciado anterior, ya que la bomba se encuentra diseñada para trabajar con diámetros más cercanos a los presentes en la arquitectura de la misma. Lo anterior provoca que la bomba "empuje" más fluido del que la tubería podría albergar, por ende se eleva la presión del fluido.

4.2.2. Validación de datos de potencia

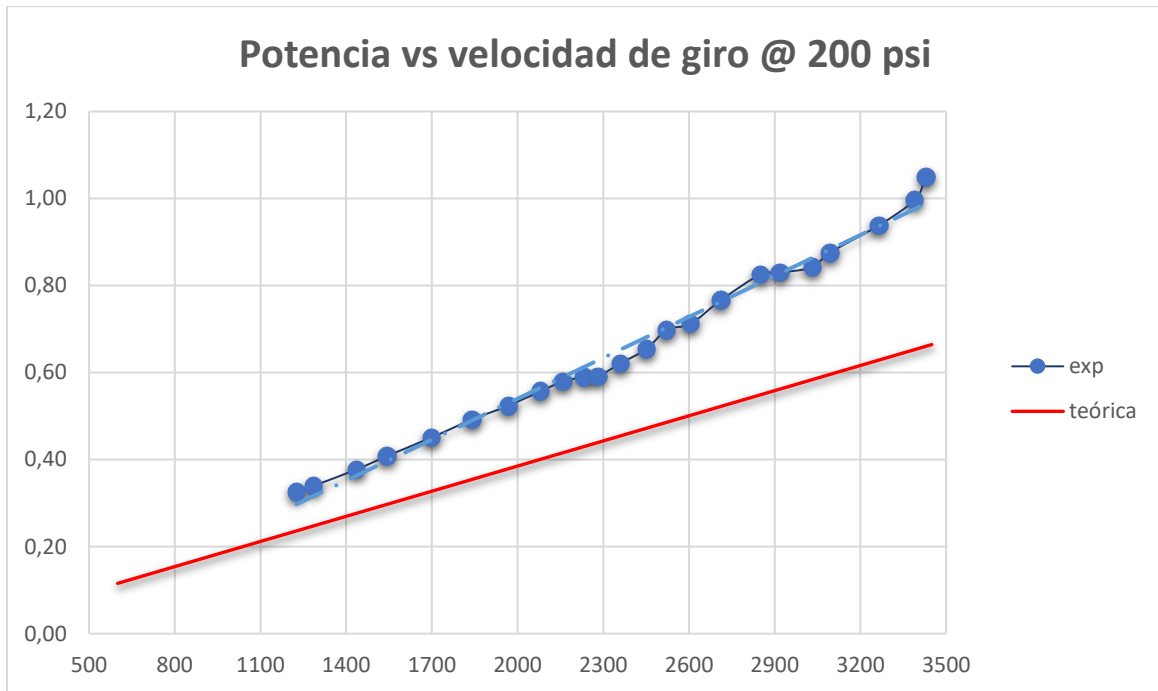
Como se observa en las figuras 6 y 7, el fabricante presenta diferentes curvas de potencia para valores de presión constante. Para validar los datos obtenidos experimentalmente, estos se compraran con las curvas correspondientes de potencia creadas a partir de las ecuaciones del fabricante para los valores de presión a los cuales se realizaron las sesiones de tomas de datos (100 y 200 psi).



Gráfica 14. Curvas de potencia contra velocidad de giro a presión constante proporcionadas por el fabricante y obtenidas experimentalmente con la válvula de regulación completamente abierta



Gráfica 15. Comparación entre datos experimentales de potencia con datos del fabricante a presión constante de 100 psi



Gráfica 16. Comparación entre datos experimentales de potencia con datos del fabricante a presión constante de 200 psi

A partir de las gráficas 14, 15 y 16, se evidencia que la potencia consumida por la bomba aumenta a medida que incrementa la velocidad de giro. Además, la gráfica 14 muestra que las curvas de potencia contra velocidad de giro obedecen a un comportamiento parabólico; comportamiento similar a las curvas características cuando la presión no se mantiene en un valor constante (sección 4.1).

Las gráficas 15 y 16 muestran un claro aumento en los valores de la potencia requerida por la bomba respecto a los valores estimados por el fabricante para los valores de presión de descarga analizados.

La situación mencionada anteriormente es un comportamiento esperado, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- La bomba de engranajes utilizada es una bomba previamente utilizada y que se encontraba fuera de servicio y almacenada incorrectamente. Se desconoce la razón por la cual la bomba fue descartada, pero se puede estimar que se debía primeramente al desgaste generado por el uso continuo de la misma. Por esta razón, se pronosticaba que su demanda de potencia fuera superior comparado con los valores de una bomba completamente nueva.

- Dado que el montaje presenta una cantidad considerable de accesorios, lo que genera pérdidas de presión en el sistema debido a pérdidas menores, la bomba requiere consumir una mayor potencia para vencer estas pérdidas y desplazar el fluido de manera adecuada.
- Se tiene en cuenta que, a pesar que los valores de potencia registrados a partir de los datos experimentales son mayores a los estimados por el fabricante; estos datos no superan el valor de potencia nominal del motor (2 hp), lo que quiere decir que no se presentan limitaciones en cuanto a la velocidad de giro para trabajar con la bomba de engranajes en el banco de pruebas.

Por tanto, se valida que las curvas obtenidas experimentalmente tienen el comportamiento similar a las curvas del fabricante, y por tanto se valida que el funcionamiento y los valores de la bomba es adecuado para pruebas experimentales de carácter académico, lo que es el fin de este proyecto.

5. CONCLUSIONES, APORTES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- Se adecuó satisfactoriamente el banco experimental para pruebas con bomba de aspas deslizantes ubicado en el Laboratorio de Fluidos y Máquinas Hidráulicas de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira, de tal manera que sea compatible con el montaje existente y con una bomba de engranajes externos marca Sauer Danfoss con cambios mínimos en su arquitectura.
- Se realizó la identificación, restauración y validación de los parámetros de operación de una bomba de engranajes marca Sauer Danfoss de segunda mano, poniendo la misma en condición óptima para fines académicos.
- Se modificó el ruteo de la tubería el banco de pruebas para que sea aplicable a dos montajes diferentes; favoreciendo el recambio para los dos montajes con la misma estructura base.
- Se realizó la caracterización de una bomba de engranajes externos marca Sauer Danfoss al instalarla en el banco de pruebas obteniendo resultados favorables respecto al comportamiento típico de una bomba de desplazamiento positivo de tipo rotativa y a los valores estipulados por el fabricante.
- El entendimiento de la teoría, construcción y operación de las bombas de desplazamiento positivo es crucial para la formación integral de un ingeniero mecánico, considerando que

este tipo de máquinas se posicionan cada vez más en el campo industrial debido a su versatilidad y características de operación.

5.2.Aportes

- Se elaboró la guía correspondiente para la práctica de laboratorio que se llevará a cabo dentro del contenido de la asignatura laboratorio de Fluidos y Máquinas hidráulicas incluida en el plan de estudios del programa académico de Ingeniería Mecánica.

5.3.Recomendaciones

- Se recomienda que durante la operación de la bomba de engranajes, la velocidad de giro de la misma sea incrementada de manera paulatina para evitar el llenado incompleto de la cámara de bombeo, lo que crea burbujas de aire en el sistema, fenómeno que se evidencia en la succión de la bomba y afecta la operación de la misma.
- Durante el arranque de la bomba, se debe verificar que la válvula de aguja encargada de la regulación de caudal del sistema se encuentre completamente abierta con el fin de proteger la bomba y garantizara la evacuación de aire presente en el sistema.
- Para proteger los instrumentos eléctricos, especialmente el variador de frecuencia, se recomienda que la frecuencia de operación tenga un valor mínimo de 15 Hz.

6. BIBLIOGRAFIA

[1]. MATAIX, CLAUDIO. *Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. 2° edición. Pitágoras 1139, Col, Del valle, 03100, México, D.F. Alfaomega Grupo editor, S.A. de C.V. 1982. ISBN 978-970-15-1057-5, ISBN 970-15-1057-7.

[2]. Bombas hidráulicas (2): bombas de engranajes y bombas de paletas. Automatización industrial, neumática, hidráulica, Microcontroladores y Autómatas. 15 agosto 2011. Disponible en: <http://industrial-automatiza.blogspot.com/2011/08/bombas-hidraulicas-2-bombas-de.html>

[3]. Funcionamiento de las bombas de engranajes externos. Mundo hidráulico. 18 enero 2016. Disponible en: <http://mundohidraulico.net/index.php/oleohidraulica/como-funcionan-las-bombas-de-engranajes>

[4]. VIEJO SUBIRACARAY, MANUEL; ALVAREZ FERNANDEZ, JAVIER. *Bombas, teoría, diseño y aplicaciones*. 3° edición. México. Editorial Limusa 2003. 239p.

[5]. HICKS, TYLER. *Pump selection and application*. 1° edición. Nueva York. Editorial McGraw-Hill, 1957. 422p.

[6]. ARANGO RIOS, JOHAN SEBASTIAN; SOTO LOPERA, JHONY HERIBERTO. *Diseño y construcción de una banco hidráulico con bomba de desplazamiento positivo rotativa para el laboratorio de Fluidos y Máquinas Hidráulicas de la Universidad Tecnológica de Pereira*. Pereira, Risaralda, Colombia. Universidad Tecnológica de Pereira. 2014.

[7]. MUSTAFA IZA, YAMAL. Experimento n°. Bomba de aspas deslizantes. En: *Guías de laboratorio de Fluidos y Máquinas Hidráulicas*. Universidad Tecnológica de Pereira. Pp 74-78.

[8]. KARRASSIK, IGOR J; MESSINA, JOSEPH P; COOPER, PAUL; HEALD, CHARLES C. *Pump handbook*. 3° edición. Estados unidos. McGraw-Hill. 2001. ISBN 0070340323 9780070340329.

[9]. SAUER-DANFOSS. *Motores y bombas de engranajes generales. Información técnica*. ©Sauer-Danfoss. Enero 2010.

[10]. Acoplamientos: acoplamientos elastómeros Omega®. Mayo 2007. Disponible en: https://www.rexnord.com/contentitems/techlibrary/documents/4000sp_catalog

[11]. WARRING, R.H. *Selección de bombas-sistemas y aplicaciones*. España: labor. 1977. ISBN 8433563475 9788433563477.

7. ANEXOS

ANEXO 7.1. PRESUPUESTO

En el siguiente presupuesto se anexan los valores de los accesorios, aditamentos, y dispositivos comprados o manufacturados para la realización del presente proyecto. Este presupuesto no contempla las horas hombre empleadas en la realización del mismo.

| CONCEPTO | V. UNIT | CANT | V.TOTAL | IVA | V.PAGADO | VENDEDOR |
|--|-----------|------|-----------|----------|-----------|---------------|
| Acople rápido hidráulico aguja 1/4" macho Flexico | \$ 17.000 | 2 | \$ 34.000 | \$ 6.460 | \$ 40.460 | SUMATEC S.A.S |

| | | | | | | |
|--|-----------|---|-----------|-----------|-----------|------------------------------|
| Acople rápido hidráulico aguja 1/4" hembra Flexico | \$ 34.000 | 2 | \$ 68.000 | \$ 12.920 | \$ 80.920 | SUMATEC S.A.S |
| Traba roscas fuerza media 10 gr | \$ 12.800 | 1 | \$ 12.800 | \$ 2.432 | \$ 15.232 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Racor B-48 5/8"*1/2" | \$ 5.425 | 1 | \$ 5.425 | \$ 1.031 | \$ 6.456 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Racor B-49 1/2"*1/2" | \$ 8.146 | 1 | \$ 8.146 | \$ 1.548 | \$ 9.694 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Acople hidráulico R-2 3/8"x3/4" | \$ 4.586 | 1 | \$ 4.586 | \$ 871 | \$ 5.457 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptador codo ind 1/4" NPT | \$ 3.702 | 1 | \$ 3.702 | \$ 703 | \$ 4.405 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptador bushing 3/8" x 1/4" GA | \$ 2.576 | 2 | \$ 5.153 | \$ 979 | \$ 6.132 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptador Tee ind 3/8" marca gates | \$ 8.750 | 1 | \$ 8.750 | \$ 1.663 | \$ 10.413 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptador 2021 7/8" x3/8" marca gates | \$ 3.763 | 1 | \$ 3.763 | \$ 715 | \$ 4.478 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptador 2047 1/4" x 1/4" 90 mm | \$ 10.941 | 1 | \$ 10.941 | \$ 2.079 | \$ 13.020 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptador B-122 Ind 1/4" x 1" | \$ 4.000 | 3 | \$ 12.000 | \$ 2.280 | \$ 14.280 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptación Tee ind 1/4" GATES | \$ 8.441 | 1 | \$ 8.441 | \$ 1.604 | \$ 10.045 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptador 2024 9/16" x 1/4" | \$ 8.043 | 1 | \$ 8.043 | \$ 1.528 | \$ 9.571 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Adaptación unión 1/4" hembra NPT | \$ 4.139 | 1 | \$ 4.139 | \$ 786 | \$ 4.925 | RACORES Y PARTES PEREIRA |
| Fabricación racor bronce 1.1/16" NPT | \$ 80.000 | 1 | \$ 80.000 | \$ 15.200 | \$ 95.200 | TALLER TOLIMA, VALMAT Hnos |
| Mecanizado acople araña | \$ 40.000 | 1 | \$ 40.000 | \$ 7.600 | \$ 47.600 | TALLER TOLIMA, VALMAT Hnos |
| Restauración eje bomba | \$ 60.000 | 1 | \$ 60.000 | \$ 11.400 | \$ 71.400 | TALLER TOLIMA, VALMAT Hnos |
| Lamina acero hot rolled | \$ 2.521 | 2 | \$ 5.042 | \$ 958 | \$ 6.000 | METAL CORTES RISARALDA S.A.S |

| | | | | | | |
|---|------------|----|------------|-----------|------------|---------------------------------|
| Lamina acero hot rolled | \$ 11.765 | 1 | \$ 11.765 | \$ 2.235 | \$ 14.000 | METAL CORTES RISARALDA S.A.S |
| manguera cristal 1/2" *1 m FLEXCO | \$ 1.795 | 2 | \$ 3.590 | \$ 682 | \$ 4.272 | SUMATEC S.A.S |
| Abrazadera titán 10-06 1/2"-3/4" (10-16 mm) TITAN | \$ 493 | 4 | \$ 1.970 | \$ 374 | \$ 2.345 | SUMATEC S.A.S |
| Manguera cristal 3/8" -1 mm | \$ 1.260 | 1 | \$ 1.260 | \$ 239 | \$ 1.500 | SUMATEC S.A.S |
| Tornillo Zincado M6 X40 marca SUMO | \$ 128 | 6 | \$ 769 | \$ 146 | \$ 915 | SUMATEC S.A.S |
| Tornillo Hexagonal G5 Negro 5/16" x 2" marca SUMO | \$ 277 | 6 | \$ 1.665 | \$ 316 | \$ 1.981 | SUMATEC S.A.S |
| Broca HSS 1/8" marca IRWIN | \$ 2.088 | 1 | \$ 2.088 | \$ 397 | \$ 2.485 | SUMATEC S.A.S |
| Tuerca G5 negro 5/16" marca SUMO | \$ 58 | 12 | \$ 692 | \$ 132 | \$ 824 | SUMATEC S.A.S |
| Tornillo Hexagonal G5 negro 5/16" x 3/4" | \$ 164 | 12 | \$ 1.963 | \$ 373 | \$ 2.336 | SUMATEC S.A.S |
| Lamina L acero hot rolled Soporte bomba | \$ 18.487 | 1 | \$ 18.487 | \$ 3.513 | \$ 22.000 | METAL CORTES RISARALDA S.A.S |
| Fabricación base filtro aceite | \$ 100.000 | 1 | \$ 100.000 | \$ 19.000 | \$ 119.000 | TALLER TOLIMA, VALMAT Hnos |
| Codo acero JIC Hembra 5/8" x 1.1/16" marca Strobbe | \$ 12.916 | 1 | \$ 12.916 | \$ 2.454 | \$ 15.370 | SUMATEC S.A.S |
| Union roscada O/boss JIC 1,1/16 x 1.1/16" Strobbe | \$ 5.247 | 1 | \$ 5.247 | \$ 997 | \$ 6.244 | SUMATEC S.A.S |
| Manguera cristal 5/8" x 1m marca FLEXCO | \$ 2.479 | 1 | \$ 2.479 | \$ 471 | \$ 2.950 | SUMATEC S.A.S |
| Tornillo hexagonal flange bicromatizado 8-1,25*35 | \$ 317 | 6 | \$ 1.901 | \$ 361 | \$ 2.262 | SUMATEC S.A.S |
| Tornillo hexagonal flange bicromatizado 8-1,25*15 | \$ 197 | 6 | \$ 1.180 | \$ 224 | \$ 1.404 | SUMATEC S.A.S |
| Tuerca milimétrica bicromatizada M8 * 1,25 | \$ 45 | 12 | \$ 538 | \$ 102 | \$ 640 | SUMATEC S.A.S |
| Arandela de presión zincada 1/4" | \$ 12 | 24 | \$ 290 | \$ 55 | \$ 346 | SUMATEC S.A.S |
| Arandela plana cincada M*8 | \$ 50 | 12 | \$ 605 | \$ 115 | \$ 720 | SUMATEC S.A.S |
| Espigo megafit macho NPT 5/8" x 1/2" | \$ 3.785 | 1 | \$ 3.785 | \$ 719 | \$ 4.505 | SUMATEC S.A.S |
| Tornillo avellanado cincado M6*50 | \$ 199 | 12 | \$ 2.390 | \$ 454 | \$ 2.845 | SUMATEC S.A.S |

| | | | | | | |
|--|-----------|----|------------------|------------------|-------------------|---------------|
| Tuerca de seguridad inoxidable M6 | \$ 217 | 12 | \$ 2.603 | \$ 495 | \$ 3.097 | SUMATEC S.A.S |
| arandela de presión zancada 5/16" | \$ 18 | 6 | \$ 109 | \$ 21 | \$ 130 | SUMATEC S.A.S |
| broca HHS cobalto 5% 1/4" IRWIN | \$ 12.439 | 1 | \$ 12.439 | \$ 2.363 | \$ 14.802 | SUMATEC S.A.S |
| Broca HHS cobalto 5% 5/16" IRWIN | \$ 20.150 | 1 | \$ 20.150 | \$ 3.828 | \$ 23.978 | SUMATEC S.A.S |
| Acople cruceta NSPT | \$ 29.412 | 1 | \$ 29.412 | \$ 5.588 | \$ 35.000 | SUMATEC S.A.S |
| Elastómero cruceta | \$ 3.114 | 1 | \$ 3.114 | \$ 592 | \$ 3.706 | SUMATEC S.A.S |
| Pintura bomba, soporte y acople cruceta | \$ 67.226 | 1 | \$ 67.226 | \$ 12.773 | \$ 79.999 | MotoWork |
| Soldadura autógena base filtro | \$ 25.210 | 1 | \$ 25.210 | \$ 4.790 | \$ 30.000 | Soldar S.A.S |
| Trabajo pintura base filtro | \$ 33.613 | 1 | \$ 33.613 | \$ 6.387 | \$ 40.000 | MotoWork |
| TOTAL | | | \$752.387 | \$142.953 | \$ 895.340 | |